



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**NÁVRH OPATŘENÍ PRO SNÍŽENÍ HLUKU ROOTSOVA
DMYCHADLA**

PROPOSAL OF MEASURES TO REDUCE NOISE OF ROOTS BLOWER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Fučík

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Ondřej Fučík**
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce: **doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh opatření pro snížení hluku Rootsova dmychadla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rootsova dmychadla jsou výhodná v aplikacích vyžadující vysoké průtoky plynů při malých stlačení. V důsledku funkce dmychadla vzniká nežádoucí hluk především v důsledku interakce komponent a rovněž v důsledku neustáleného proudění plynů přes rotační písty. Práce se zaměřuje na nalezení zdrojů vibrací a hluku v dmychadle s následnou analýzou vhodných opatření ke snížení úrovně hluku. Předpokládá se využití výpočtových a experimentálních nástrojů pro nalezení zdrojů vibrací a hluku. Opatření bude realizováno pro komerčně dostupné dmychadlo.

Cíle diplomové práce:

Rešerše a analýza zdrojů vibrací a hluku Rootsových dmychadel.
Návrh opatření vedoucího ke snížení hluku dmychadla.

Seznam doporučené literatury:

DE SILVA, Clarence W. Vibration and Shock Handbook. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis, 2005. ISBN 978-0-8493-1580-0.

NOVÝ, Richard. Hluk a chvění. 4. přepracované vydání. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2019. ISBN 978-80-01-06554-9.

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

STACHOWIAK, Gwidon W. a Andrew W. BATCHELOR. Engineering Tribology. 3. vyd. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 0-7506-7836-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá problematikou hluku a vibrací Rootsových dmychadel. V teoretické části jsou popsány možné zdroje hluku a vibrací u těchto pístových strojů. Dále jsou shrnuty poznatky o základních typech tlumičů a je posouzena jejich vhodnost pro použití v dané aplikaci. V praktické části je provedeno měření hluku a vibrací komerčně dostupného dmychadla. Následně jsou nalezeny dominantní zdroje hluku a analyzována současná protihluková opatření. Nakonec jsou uvedeny návrhy pro modifikaci stávajících opatření pro snížení hluku.

Klíčová slova

Rootsovo dmychadlo, hluk, vibrace, měření vibrací, metoda konečných prvků, absorpční tlumič

Abstract

The Master's thesis deals with issues of noise and vibrations of Roots blowers. In the theoretical part, potential sources of noise and vibrations are described. Detailed knowledge of basic types of mufflers is summarized, and their suitability for the corresponding application is evaluated. The practical part is focused on performing experimental measurements of the Roots blower's noise and vibrations and the main sources of noise are determined. Subsequently, the existing anti-noise measures are analyzed and the proposal for adjusting the current measures for further noise reduction is presented.

Keywords

Roots blower, noise, vibrations, vibrations measurement, finite element method, absorptive muffler

Bibliografická citace

FUČÍK, Ondřej. *Návrh opatření pro snížení hluku Rootsova dmyhadla* [online]. Brno, 2021. 84 s. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132776>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Návrh opatření pro snížení hluku Rootsova dmychadla“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 21. 5. 2021

Ondřej Fučík

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D. za cenné připomínky a odborné rady při vypracování diplomové práce a také za ochotu a vstřícnost při konzultacích. Další díky patří kolegovi Ing. Tomášovi Mívaltovi za zapůjčení měřicí techniky.

Obsah

Obsah	8
1 Úvod.....	11
2 Analýza řešeného problému.....	12
2.1 Vymezení problémové situace.....	12
2.2 Formulace problému.....	12
2.3 Cíle řešení problému.....	12
3 Základní pojmy a veličiny v akustice	13
3.1 Vlnová délka.....	13
3.2 Akustický tlak.....	14
3.3 Hladina akustického tlaku	14
3.4 Akustický výkon, akustická intenzita	15
4 Teorie vibrací a hluku	16
4.1 Dělení hluku podle příčiny vzniku	16
4.1.1 Mechanický hluk.....	16
4.1.2 Aerodynamický hluk.....	16
4.2 Metody snižování hluku a vibrací	16
4.2.1 Primární metody.....	16
4.2.2 Sekundární metody	17
5 Vibrace a hluk Rootsových dmychadel	18
5.1 Popis konstrukce.....	18
5.2 Princip funkce.....	18
5.3 Oblasti využití.....	19
5.4 Zdroje vibrací a hluku Rootsových dmychadel.....	19
5.4.1 Nevyváženost hřídelů a rotorů	20
5.4.2 Převody s ozubenými koly	21
5.4.3 Řemenové převody	21
5.4.4 Elektromotory	22
5.4.5 Valivá ložiska.....	22
5.4.6 Aerodynamický hluk.....	23
6 Tlumiče hluku	25
6.1 Tlumiče reflexního typu	25
6.1.1 Komorový tlumič	26
6.1.2 Rezonátorový tlumič	27

6.1.3	Vícekomorový tlumič	28
6.1.4	Tlumič typu akustického filtru	29
6.2	Tlumiče absorpčního typu	30
6.2.1	Přímý zvukovod	30
6.2.2	Zalomený kanál	33
6.3	Rezonanční systém typu Helmholtzova rezonátoru	34
7	Měření hluku a vibrací	35
7.1	Použité metody a měřené veličiny	35
7.2	Měření hladiny akustického tlaku vážené filtrem A	35
7.3	Analýza zvukového spektra	36
7.4	Měření vibrací	39
7.5	Diskuze měření	43
8	Analýza stávajících opatření proti hluku	44
8.1	Výpočet přenosového útlumu vstupního tlumiče	44
8.2	Výpočet přenosového útlumu výstupního tlumiče	47
8.3	Modální analýza sací komory vstupního tlumiče	49
8.3.1	Čelní kryt	49
8.3.2	Plášť sací komory	50
8.4	Modální analýza výstupního tlumiče	50
8.4.1	Zadní část	51
8.4.2	Plášť	51
9	Návrh opatření pro snížení hluku	57
9.1	Antivibrační nátěr krytu řemenic	57
9.2	Modifikace stávajícího vstupního tlumiče	58
9.3	Modifikace stávajícího výstupního tlumiče	63
9.3.1	Návrh č. 1	63
9.3.2	Návrh č. 2	65
9.3.3	Návrh č. 3	67
9.3.4	Návrh č. 4	68
9.3.5	Návrh č. 5	69
9.3.6	Návrh č. 6	70
9.4	Shrnutí návrhů protihlukových opatření	71
9.4.1	Kryt řemenic	71
9.4.2	Vstupní tlumič	71
9.4.3	Výstupní tlumič	72

10	Závěr	73
	Použité zdroje a literatura	76
	Seznam použitých symbolů	78
	Seznam obrázků	80
	Seznam tabulek	83
	Seznam příloh	84

1 Úvod

Hluk a vibrace strojů a technických zařízení jsou obecně považovány za nežádoucí. U hluku je to nepříznivý vliv na zdraví člověka. Vibrace mohou být ukazatelem výrobní nepřesnosti (např. nesouosost rotujících částí, vymezování vůle) a mohou tedy souviset s vyšším opotřebením a nižší životností daného zařízení. Nižší životnost zařízení pak vede k nutnosti opravy, případně náhrady za zařízení jiné. To je spojeno s vyššími ekonomickými náklady uživatele nebo provozovatele a v neposlední řadě i s vyšší ekologickou zátěží, spojenou s recyklací nebo likvidací zařízení. Proto se u všech technických zařízení klade důraz na tichý chod nebo alespoň na dodržení hygienických limitů hluku. Pokud tyto požadavky nejsou splněny, je nutné přikročit ke snižování hlučnosti.

Téma diplomové práce vzniklo na základě požadavku firmy MIVALT s. r. o., která se potýká s problémem hlučnosti Rootsových dmyhadel. Tyto pístové stroje firma nabízí ve svém sortimentu jako příslušenství k zařízením, která souvisejí se zpracováním a úpravou (odvodňováním) kalů.

2 Analýza řešeného problému

2.1 Vymezení problémové situace

Rootsovo dmyhadlo v důsledku svojí funkce generuje nežádoucí hluk vlivem interakce jednotlivých komponent a zejména vlivem neustáleného proudění tekutiny přes rotační písty. Hluk Rootsova dmyhadla je nežádoucí zejména z hlediska nepříznivého vlivu na zdraví člověka, a to v závislosti na způsobu aplikace zařízení. Stávající protihluková opatření v podobě vstupního a výstupního tlumiče se jeví jako nedostatečná. Tuto nestandardní (problémovou) situaci je nutno změnit na standardní.

2.2 Formulace problému

Na základě problémové situace byl formulován problém:

Návrh protihlukových opatření Rootsova dmyhadla s využitím výpočtového modelování

2.3 Cíle řešení problému

Pro realizaci opatření, která zajistí přijatelné hodnoty hluku, je nutné vyřešit následující subproblémy:

- nalézt dominantní zdroje hluku a vibrací
- analyzovat vhodnost stávajících opatření pomocí výpočtového modelování
- navrhnout úpravu stávajících opatření za účelem snížení hluku

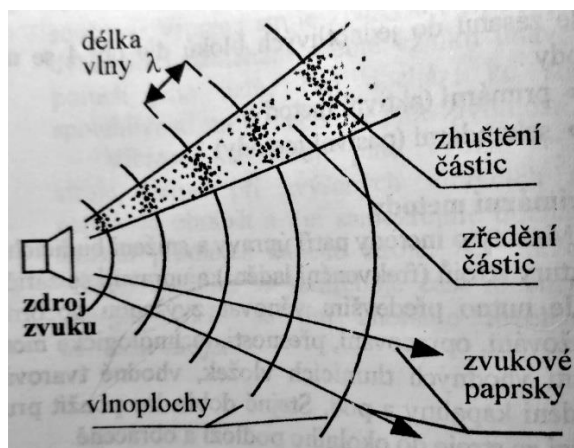
3 Základní pojmy a veličiny v akustice

V této kapitole jsou uvedeny akustické veličiny, které je nezbytné zmínit pro účely diplomové práce. Podrobný a ucelený přehled všech akustických veličin je v literatuře [1].

Základním pojmem akustiky je zvuk, kterým nazýváme mechanické vlnění pružného prostředí (pevné, kapalné i plynné látky) ve frekvenčním rozsahu slyšitelnosti lidského ucha, tj. $f = (16-20\,000)$ Hz [1]. Mechanickými kmity pružného prostředí se mechanická energie přenáší od zdroje prostřednictvím akustických vln (obr. 1). Vlnění se šíří od zdroje ve vlnoplochách, ve směru zvukového paprsku, a to konečnou rychlostí, tzv. rychlostí zvuku. Vlnoplochy jsou plochy v prostoru se stejnými hodnotami akustických veličin. Zvukový paprsek je vždy kolmý na příslušné vlnoplochy. Částice prostředí, kmitající kolem svých rovnovážných poloh, se s postupující akustickou vlnou zhušťují a zředňují. Podle směru šíření vlnění ve vztahu ke směru kmitání částic se dělí vlnění na:

- podélné
- příčné
- ohybové (kombinace podélného a příčného vlnění)

Podélné vlnění je typické pro kapaliny a plyny, neboť jsou pružné pouze ve smyslu objemové stlačitelnosti. Pevné látky vykazují pružnost v tahu, tlaku i ve smyku, proto se zde vyskytuje vlnění podélné, příčné a ohybové.



Obr. 1: Vlnění v pružném prostředí [1]

3.1 Vlnová délka

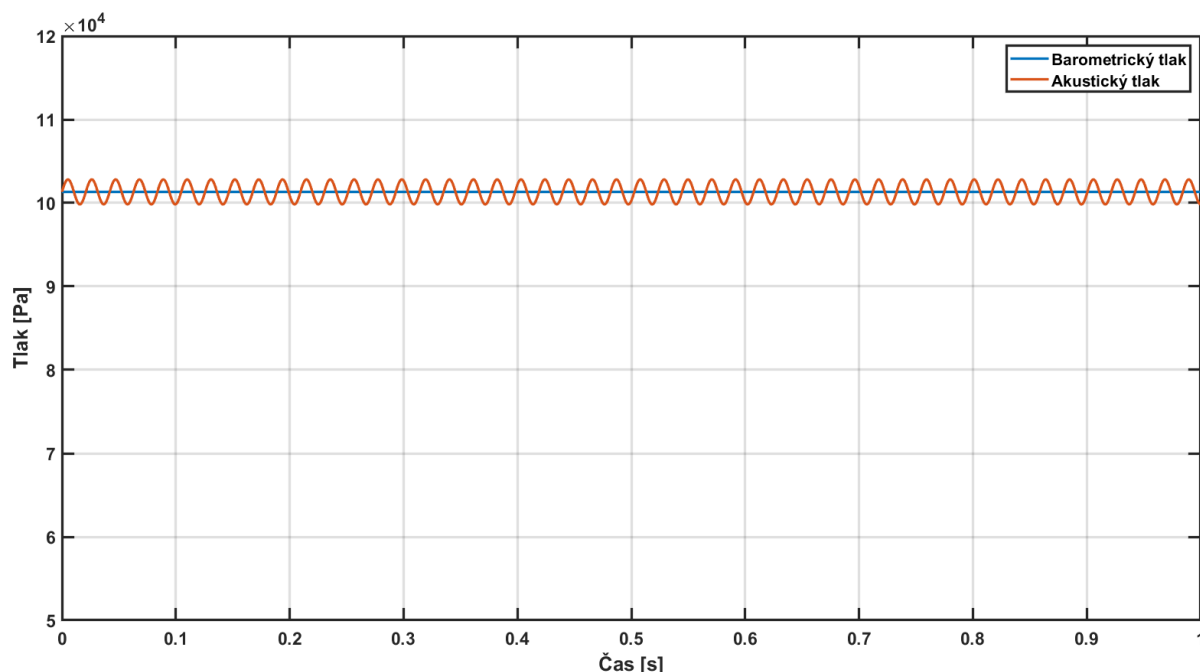
Vlnová délka λ je vzdálenost dvou po sobě následujících bodů postupného periodického vlnění, které kmitají ve fázi. [2] Obecně je to vzdálenost mezi nejbližšími vlnoplochami, jejichž kmitající částice se nachází ve stejném akustickém stavu. Vlnovou délku lze definovat jako vzdálenost, kterou urazí zvuková vlna za jednu periodu. Pro vlnovou délku platí vztah

$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{1}{T}, \quad (3.1)$$

kde c je rychlost zvuku v daném prostředí, f je frekvence vlnění a T je perioda vlnění.

3.2 Akustický tlak

Zhušťování a zředňování kmitajících částic prostředí (šíření zvuku) koresponduje se zvyšováním a snižováním tlaku v tekutinách. Celkový tlak v daném prostředí, vlivem šíření vlnění, kolísá okolo konstantní hodnoty (např. barometrický tlak ovzduší). Tato skutečnost je ilustrována na obr. 2.



Obr. 2: Průběh akustického tlaku

Akustickým tlakem je myšlen rozdíl celkového tlaku tekutiny a statického tlaku. Superpozicí statického (barometrického) a akustického tlaku se získá celkový tlak [1]

$$p = p_b + p_a(t), \quad (3.2)$$

kde p_b je barometrický tlak a p_a je akustický tlak. Časový průběh akustického tlaku lze popsat vztahem

$$p_a(t) = p_{a,A} \cos(\omega t + \varphi), \quad (3.3)$$

kde $p_{a,A}$ je amplituda akustického tlaku, ω je úhlová rychlost a φ je fázový posun.

Efektivní hodnota akustického tlaku je potom [1]

$$p_{a,ef} = \frac{p_{a,A}}{\sqrt{2}}. \quad (3.4)$$

Lidské ucho je velmi citlivé na tlak vzduchu obecně. Pokud je změna akustického tlaku $p_a > 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ s frekvencí $f = (16-20\,000) \text{ Hz}$, vnímá člověk změnu tlaku jako zvuk. Akustický tlak je rovněž jednou ze dvou hlavních akustických veličin, které se měří v inženýrské akustice.

3.3 Hladina akustického tlaku

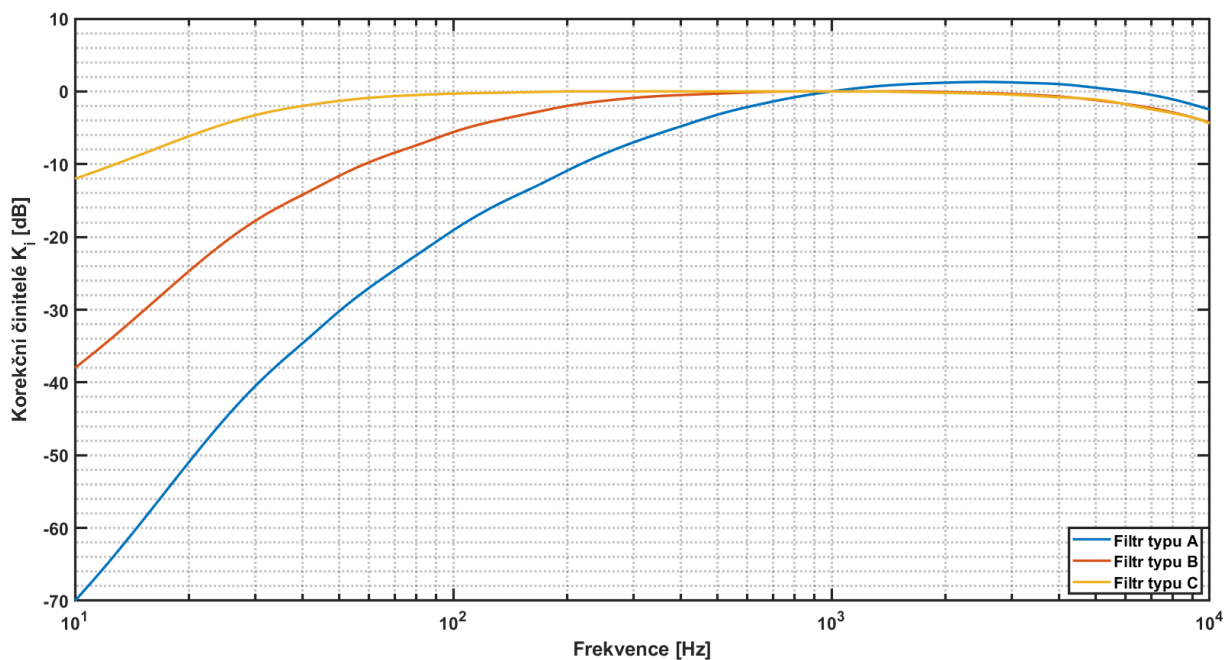
Lidské ucho průměrného zdravého člověka je schopno registrovat akustický tlak (akustické veličiny obecně) ve značně širokém rozsahu – $p_a = (2 \cdot 10^{-5}-10^2) \text{ Pa}$

(pro frekvenci $f = 1000 \text{ Hz}$) [1]. Z tohoto důvodu se začala používat logaritmická měřítka pro všechny akustické veličiny. Pro hladinu akustického tlaku platí vztah [1]

$$L_p = 20 \log \frac{p_a}{p_{a0}}, \quad (3.5)$$

kde $p_{a0} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ je referenční hodnota akustického tlaku.

Vzhledem k nesteré citlivosti lidského ucha na různé frekvence byly zavedeny váhové filtry. Nejčastěji používaným typem váhového filtru je filtr typu A (obr. 3) [1].



Obr. 3: Frekvenční závislost útlumu váhových filtrů [1]

3.4 Akustický výkon, akustická intenzita

Mechanická energie kmitajících částic prostředí se přenáší od zdroje do okolí prostřednictvím akustických vln. [1] Množství akustické energie, které projde za jednotku času myšlenou prostorovou plochou, se nazývá akustický výkon, který je definován vztahem [1]

$$P_a = p_a v_a S, \quad (3.6)$$

kde v_a je akustická rychlost a S je plocha zdroje (zářiče). Tento vztah platí pro rovinnou akustickou vlnu, kde akustický tlak a akustická rychlost jsou ve fázi.

4 Teorie vibrací a hluku

4.1 Dělení hluku podle příčiny vzniku

4.1.1 Mechanický hluk

Mechanický hluk je způsoben vibracemi, které generuje mechanický zdroj (stroje, stěny budov, apod.). Zdroj předává svoji mechanickou energii akustickému prostředí. Akustická energie se poté dále šíří prostřednictvím akustických vln do celého akustického prostředí. [1]

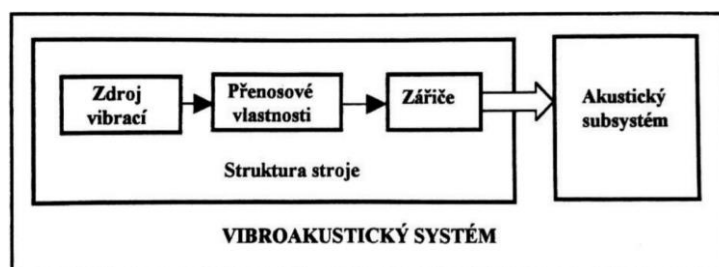
4.1.2 Aerodynamický hluk

Aerodynamický hluk je způsoben zvukem, který generuje zdroj. Nejčastější zdroje aerodynamického hluku jsou:

- neustálené proudění tekutiny
- náhlé změny průřezů
- pulzující výtoky

4.2 Metody snižování hluku a vibrací

Vibroakustický systém (strukturálně-akustický systém) se skládá ze struktury stroje a akustického subsystému (obr. 4). Struktura stroje se dále dělí na zdroj vibrací, přenosové vlastnosti a zářiče. [1]



Obr. 4: Vznik a šíření vibrací a hluku [1]

Podle zásahu do jednotlivých částí strukturálně akustického systému (dle obr. 4) se metody snižování hluku a vibrací dělí na:

- primární (aktivní) metody
- sekundární (pasivní) metody

4.2.1 Primární metody

Primární metody se zaměřují na úpravu a snížení budících silových účinků, na přenosové vlastnosti struktury strojů (frekvenční ladění) a úpravu zářičů hluku (povrchy strojů) [1]. K eliminaci případných nežádoucích jevů dochází již v procesech návrhu, výroby a montáže zařízení. Jedná se zejména o:

- vhodnou volbu konstrukčního materiálu
- dostatečnou přesnost výroby – rozměrové a geometrické tolerance, kvalitu a jakost povrchu
- vyvažování rotujících částí stroje
- vhodné tvarování potrubí za účelem zamezení vzniku nestacionárního proudění tekutiny

4.2.2 Sekundární metody

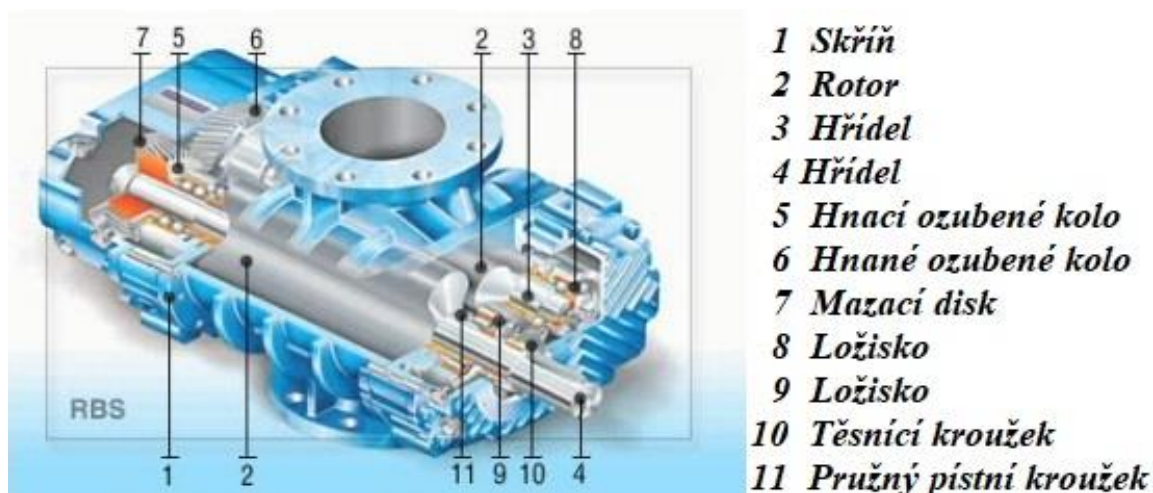
Sekundární metody nacházejí uplatnění v případech, kde nelze použít některou z primárních metod [1]. Patří mezi ně zejména:

- vibrační a hluková izolace zdrojů hluku od chráněného prostoru, např. vhodnou kapotáží, kryty nebo uložení zdroje. Cílem těchto metod je eliminovat šíření mechanické a akustické energie do okolního (chráněného) prostoru.
- vhodné prostorové rozestavění zdrojů hluku v daném prostoru tak, aby výsledný hluk dosahoval minimální hodnoty
- správné projektování budov, kde se zdroje hluku nacházejí, tj. zabezpečení dostatečné prostornosti se stěnami s vysoce zvukopohltivými materiály, případně oddělení jednotlivých zdrojů hluku zvukoizolačními stěnami
- využívání osobních ochranných prostředků (zejména sluchové chrániče, antivibrační rukavice, obuv, atd.). Tyto prostředky se používají v případech, kde není možné hluk eliminovat výše uvedenými metodami.
- aktivní řízení zvuku. Tato metoda využívá jevu interference zvukových vln primárního a přidavného (sekundárního) zvukového zdroje, který je naladěný na stejnou frekvenci jako zdroj primární, ale s opačnou fází. Nastane tzv. destruktivní interference a dojde ke snížení intenzity zvuku. [3]

5 Vibrace a hluk Rootsových dmychadel

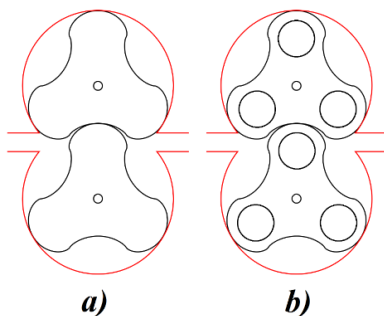
5.1 Popis konstrukce

Statickou část Rootsova dmyhadla tvoří skříň, ve které jsou uloženy všechny funkční součásti (viz obr. 5).



Obr. 5: Řez Rootsovým dmychadlem [4]

V ložiscích jsou uloženy dva lopatkové rotory, které mohou být dvou, tří nebo více-lopatkové. Lopatky mohou být plné nebo duté (viz obr. 6). Osy rotace rotorů jsou navzájem rovnoběžné. Lopatky vůči sobě rotují bez vzájemného kontaktu, ale současně s minimální vůlí (řádově desítky až stovky mikrometrů [11]). Vůle je vymezena a zajištěna dvojicí synchronizačních ozubených kol s přímým/šikmým ozubením, která jsou uložena na hřídelích spolu s lopatkami. Lopatky mohou být přímé nebo stočené (zajišťují nižší hlučnost oproti přímým lopatkám). [5]



Obr. 6: Průřez rotory Rootsova dmyhadla a) plné lopatky; b) duté lopatky [5]

5.2 Princip funkce

Rootsovo dmyhadlo je objemové lopatkové dmyhadlo, ve kterém dochází k izochorické ($V = konst$) kompresi proudícího média (tekutiny) pomocí dvou lopatkových rotorů. Nasávání média probíhá rotačním pohybem lopatek, při kterém vzniká podtlak. Nasáté médium je uzavřeno v prostoru mezi lopatkami rotoru a statorem, kde objem je relativně konstantní. V místě výtlaku dochází k expanzi média, která je spojena se zvýšením tlaku.

Nejjednodušším typem Rootsova dmyhadla je dvoulopatkové provedení. Tvar dvoulopatkového rotoru je v řezu kombinací hypocykloidy a epicykloidy. Z důvodu nutnosti zajištění vůle mezi lopatkami, je použití Rootsových dmychadel omezeno na nízký tlakový rozdíl mezi vstupem a výstupem. Pokud by došlo k příliš vysokému tlakovému rozdílu, mohlo by dojít k nepřiměřenému zahřívání média, tím i k teplotnímu rozpínání lopatek a zadření dmyhadla.

Pokud jsou na Rootsovo dmyhadlo kladeny požadavky vyšších kompresních poměrů, je možné jejich použití ve vícestupňovém provedení s mezichladiči pro ochlazení média.

Reálná dosažitelná účinnost Rootsových dmychadel je 76 % a maximální kompresní poměr je 2 [6]. Vyšší kompresní poměry jsou možné, ale za současného snižování účinnosti. Protože Rootsova dmyhadla čerpají nespojitě (v diskretních pulzech), na rozdíl od šroubového kompresoru, může docházet k přenášení hluku od pulzů a turbulence.

Pokud dmyhadlo je nevhodně navrženo nebo fixováno (konstrukční vyztužení navazujících součástí – např. potrubí), výsledné pulzy mohou vést k vzniku kavitace nebo k poškození navazujících součástí. [5]

5.3 Oblasti využití

Rootsova dmyhadla nacházejí uplatnění zejména v aplikacích, s vysokými průtočnými objemy a nízkými kompresními poměry. Oblastmi využití jsou zejména [7]:

- biologické čistírny odpadních vod (okysličování/provzdušňování vody)
- okysličování vodních nádrží ve velkochovech ryb
- okysličování zmineralizovaných vod k vyloučení manganu, železa
- pneudoprava
- průmyslová odsávací zařízení, průmyslové vysavače
- průmyslové pece
- podtlakové/vakuové přísavky pro manipulaci s těžkými, objemnými tělesy
- vzduchová ložiska
- praní pískových filtrů
- vzduchové masáže v lázeňství a wellness

5.4 Zdroje vibrací a hluku Rootsových dmychadel

Následující podkapitola obsahuje výčet možných zdrojů vibrací a hluku Rootsových dmychadel. Komponenty, které mohou být zdrojem vibrací u dmyhadla řešeného v této práci, jsou zde stručně popsány. Na konci kapitoly (tab. 3) jsou rovněž vypočteny poruchové frekvence, které (v případě defektu) lze pozorovat ve frekvenčním spektru.

Rootsovo dmyhadlo řešené v této diplomové práci (obr. 7) nese označení MP – GR 250. Jedná se o dmyhadlo poháněné elektromotorem přes řemenový převod. Každý rotor je ve skříni dmyhadla uložen na dvou jednořadých kuličkových ložiscích. Rotory dmyhadla jsou třílopatkové, přímé, s dutými lopatkami. Dmyhadlo může být provozováno ve frekvenčním intervalu $f = (16,67-30,00)$ Hz. Standardní provozní stlačení dosahuje $p = (300-500)$ mbar $\cong (30,40-50,66)$ kPa. Maximální stlačení může být $p = 700$ mbar $\cong 70,93$ kPa. Maximální průtok je $Q = 0,69$ m³s⁻¹ [8].



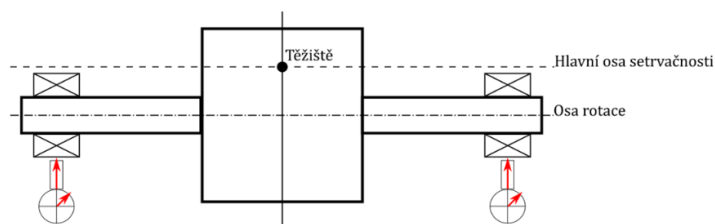
Obr. 7: Dmyhadlo typu MP – GR 250 [8]

5.4.1 Nevyváženost hřídelů a rotorů

Nevyváženost hřídelů a rotorů je způsobena nerovnoměrným rozložením hmoty okolo osy rotace – osa setrvačnosti není totožná s osou rotace. V praxi se vyskytují následující typy nevyvážeností.

5.4.1.1 Statická nevyváženost

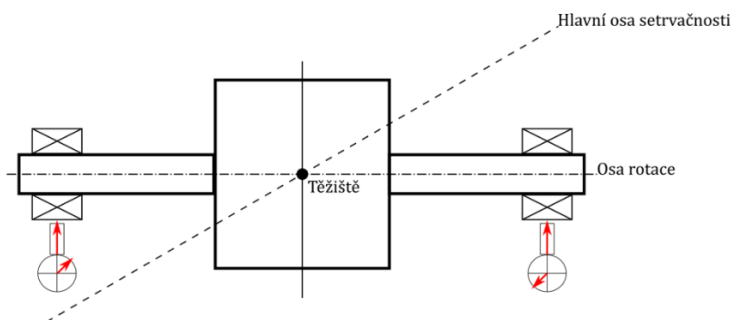
Osa rotace a hlavní osa setrvačnosti jsou rovnoběžné (dle obr. 8). Statická nevyváženost se vyskytuje zejména u tenkých disků, kde průměr výrazně převyšuje tloušťku. Ve frekvenčním spektru se projevuje výrazným zvýšením amplitudy v radiálním směru na obou ložiscích. Fáze amplitud je $0 \pm 20^\circ$ [9]. Fázový posun mezi horizontálním a vertikálním směrem je $90 \pm 20^\circ$. Přítomnost vyšších harmonických frekvencí je ukazatelem vysoké nevyváženosti nebo vymezování vůle v ložiscích. Statickou nevyváženost lze eliminovat vyvážením v jedné rovině.



Obr. 8: Ilustrace statické nevyváženosti [9]

5.4.1.2 Dynamická nevyváženost

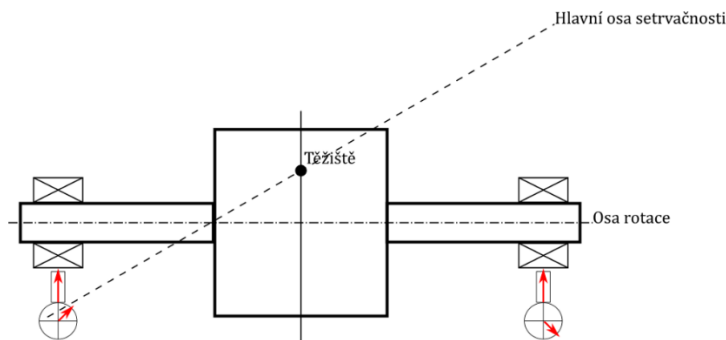
Osa rotace a hlavní osa setrvačnosti jsou různoběžné (dle obr. 9). Ve frekvenčním spektru se projevuje výrazným zvýšením amplitudy v radiálním směru na obou ložiscích. Fáze obou amplitud je $180 \pm 20^\circ$ [9]. Přítomnost vyšších harmonických frekvencí je ukazatelem vysoké nevyváženosti nebo vymezování vůle v ložiscích. Dynamickou nevyváženost lze eliminovat vyvážením ve dvou rovinách.



Obr. 9: Ilustrace dynamické nevyváženosti [9]

5.4.1.3 Obecná nevyváženost

Osa rotace a hlavní osa setrvačnosti jsou mimoběžné (dle obr. 10). V praxi je tento typ nevyváženosti naprosto dominující. Ve frekvenčním spektru se projevuje výrazným zvýšením amplitudy v radiálním směru na obou ložiscích. Fáze obou amplitud má stabilní hodnotu, kolísá okolo ní $\pm 20^\circ$ [9]. Přítomnost vyšších harmonických frekvencí je ukazatelem vysoké nevyváženosti nebo vymezování vůle v ložiscích. Obecnou nevyváženost lze eliminovat vyvážením minimálně ve dvou rovinách.



Obr. 10: Ilustrace obecné nevyváženosti [9]

5.4.2 Převody s ozubenými koly

Základem analýzy jsou zubové frekvence f_z , které se projevují při záběru ozubených kol. Závisí na frekvenci otáček a počtu zubů jednotlivých kol. Zubovou frekvenci lze vypočítat pomocí vztahu

$$f_z = f_1 z_1 = f_2 z_2, \quad (5.1)$$

kde z_1, z_2 jsou počty zubů ozubených kol.

Spektrum vibrací obsahuje otáčkovou frekvenci rotoru, zubovou frekvenci a její násobky. Okolo zubové frekvence jsou patrná postranní pásma, jejichž šířka je závislá na otáčkové frekvenci. Pokud je amplituda 2. harmonické zubové frekvence vyšší než amplituda 1. a 3. násobku, může se jednat o uvolněné kolo.

Jak již bylo popsáno, vymezení vůle mezi rotory zajišťují synchronizační ozubená kola. Jejich převodový poměr je 1:1 a jedná se o ozubená kola s přímými zuby, přičemž každé kolo má 60 zubů.

5.4.3 Řemenové převody

Nejčastějším zdrojem vibrací řemenových převodů je nestejnomořná šířka řemene. Základní řemenovou frekvenci f_{RP} lze vypočítat pomocí vztahu

$$f_{RP} = f_{R1} \frac{\pi D_1}{L} = f_{R2} \frac{\pi D_2}{L}, \quad (5.2)$$

kde D_1 a f_{R1} jsou průměr a frekvence otáčení hnací řemenice, D_2 a f_{R2} jsou průměr a frekvence otáčení hnané řemenice a L je délka řemene.

Poruchy řemenového převodu se ve spektru projevují nárůstem amplitudy na základní řemenové frekvenci v radiálním směru na obou ložiscích.

Řemenový převod dmyhadla se skládá ze dvou řemenic a čtyř klínových řemenů. Průměry řemenic jsou totožné $D_1 = D_2 = 500$ mm, převodový poměr je tedy 1:1. Rozteč řemenic je 940 mm.

5.4.4 Elektromotory

Zdrojem vibrací od elektromotoru mohou být prasklé nebo uvolněné tyče. Vibrace generované touto poruchou se projeví ve spektru nárůstem postranních pásem $\pm f_p$ v okolí síťové frekvence f_L (v ČR $f_L = 50$ Hz), a také „frekvencí uvolněné rotorové tyče“ f_{RBPF} (Rotor Bar Passage Frequency). Frekvence lze vypočítat pomocí vztahů

$$f_p = (f_L - f_{ot})P \quad (5.3)$$

$$f_{RBPF} = Rf_L, \quad (5.4)$$

kde P je počet pólů statoru a R je počet tyčí rotoru.

Elektromotor pohánějící dmyhadlo přes řemenový převod nese označení 3L280S-4 s výkonem 75 kW. Jedná se o čtyřpólový elektromotor se 46ti rotorovými tyčemi.

5.4.5 Valivá ložiska

Frekvenci odpovídající závadě vnějšího kroužku ložiska f_{BPFO} lze vypočítat pomocí vztahu [10]

$$f_{BPFO} = \frac{f_{ot}}{2} \left(1 - \frac{d_r}{d_p} \cos \beta \right). \quad (5.5)$$

Frekvenci odpovídající závadě vnitřního kroužku ložiska f_{BPFI} lze vypočítat pomocí vztahu [10]

$$f_{BPFI} = z \frac{f_{ot}}{2} \left(1 + \frac{d_r}{d_p} \cos \beta \right). \quad (5.6)$$

Frekvenci odpovídající závadě valivého elementu f_{BSF} lze vypočítat pomocí vztahu [10]. Při defektu se ve spektru vibrací objevují její harmonické násobky

$$f_{BSF} = f_{ot} \frac{d_p}{2d_r} \left(1 - \left(\frac{d_r}{d_p} \cos \beta \right)^2 \right). \quad (5.7)$$

Frekvenci odpovídající závadě klece f_{FTF} lze vypočítat pomocí vztahu [10]

$$f_{FTF} = \frac{f_{ot}}{2} \left(1 - \frac{d_r}{d_p} \cos \beta \right). \quad (5.8)$$

Symbody veličin použitých rovnicích (5.5) až (5.8) jsou v tab. 1.

Tab. 1: Význam označení veličin – valivá ložiska

Symbol	Význam	Jednotka
z	počet valivých elementů	—
d_r	průměr valivého elementu	m
d_p	roztečný průměr	m
β	úhel dotyku	°

Jak již bylo zmíněno, rotory dmyhadla jsou uložena na jednořadých kuličkových ložiscích s označením 6315Z. Parametry ložiska jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2: Parametry ložiska 6315Z

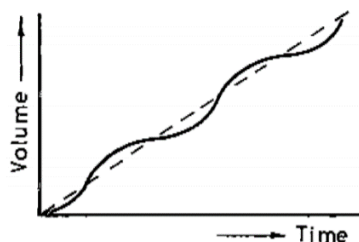
Parametr	Hodnota
počet valivých elementů	8
počet otáček ložiska	1470 min ⁻¹
průměr valivého elementu	27,0 mm
roztečný průměr	117,5 mm
úhel dotyku	0 °

Posledním zdrojem hluku mohou být vibrace struktury, která periodicky mění svůj tvar a generuje hluk. Typicky se jedná o rozměrné části (tzv. záříče), které v důsledku vibrací generují akustickou energii do okolního prostředí (dle vztahu (3.6)).

5.4.6 Aerodynamický hluk

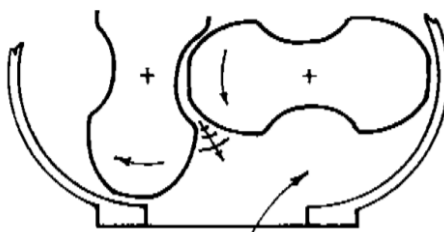
Jak bylo zmíněno v podkapitole 4.1.2, některá zařízení při své činnosti způsobují turbulentní nebo pulzující proudění tekutin. Mezi tato zařízení patří i Rootsova dmyhadla, jejichž pulzující proudění bývá velmi často dominantním zdrojem hluku.

Prvním zdrojem aerodynamického hluku je neustálené proudění média. [11] Hlavním problémem je, že dopravovaný objem média nemá charakter časově lineární, ale pulzující. Charakter průběhu dopravovaného objemu (idealizovaný přerušovanou čarou, reálný plnou čarou) je na obr. 11.



Obr. 11: Charakter průběhu dopravovaného objemu [11]

Druhým zdrojem hluku jsou exploze a imploze vzduchových kapes mezi lopatkou jednoho a lopatkovou mezerou druhého rotoru (obr. 12). Záběr lopatek zachytí vždy alespoň malé množství média, jehož rozpínání způsobuje velký hluk v oblasti vlastních frekvencí. Pokud je pulzační energie periodicky dodávána, může způsobovat např. rezonanci dmyhadlové skříně.



Obr. 12: Exploze a imploze vzduchových kapes [11]

Třetím zdrojem hluku jsou turbulentní víry, které jsou způsobeny únikem vzduchu nepatrnou mezerou mezi lopatkou rotoru a skříní. [11]

Důležitým rysem vírů jsou jejich frekvence. Obr. 13 znázorňuje rozdílný tlak na jedné a druhé straně mezery. Tento rozdíl je jednou z příčin kolísání tlaku přepravovaného média na sací straně.



Obr. 13: Vliv mezery na změnu tlaku při průchodu lopatky [11]

Vzhledem k počtu lopatek rotorů lze ve frekvenčním spektru hluku očekávat násobky otáčkové frekvence dělitelné šesti, tedy frekvence $f = \{147; 294; 441; 588; 735; \dots\}$ Hz. [12]

Pro výpočty poruchových frekvencí je uvažována otáčková frekvence $f_{ot} = 24,5$ Hz, která je totožná s otáčkovou frekvencí při měření hluku a vibrací v praktické části.

Tab. 3: Výpočet poruchových frekvencí Rootsova dmyhadla MP – GR 250

Součást	Poruchová frekvence
Synchronizační ozubené kolo	$f_z = 1470$ Hz
Řemenový převod	$f_{RP} = 40,94$ Hz
Závada vnějšího kroužku ložiska	$f_{BPFO} = 75,49$ Hz
Závada vnitřního kroužku ložiska	$f_{BPFI} = 120,51$ Hz
Závada valivého elementu ložiska	$f_{BSF} = 50,52$ Hz
Závada klece	$f_{FTF} = 9,44$ Hz

6 Tlumiče hluku

Informace v následující kapitole jsou čerpány z publikace [13].

Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, Rootsova dmyhadla patří mezi zařízení, která při svém provozování způsobují pulzující proudění tekutin, které se projevuje jak na vstupní, tak na výstupní straně stroje. Nežádoucí hluk způsobený pulzacemi lze v některých případech vyřešit konstrukční úpravou stroje. Mnohem častěji však dochází k situacím, kdy je nutné použít přídatné zařízení – tlumič hluku – a to jak na vstupní, tak i na výstupní straně.

Od tlumiče je požadován zejména dobrý akustický účinek, přiměřené ekonomické náklady a rovněž co nejmenší ovlivnění provozních parametrů stroje. Mezi ně patří především hmotnost, objem, tlakové ztráty a výkon stroje obecně. Konečné řešení je vždy kompromisem mezi požadavky akustickými a ostatními výše uvedenými. [1]

Z celé řady možných provedení tlumičů se nejčastěji používají dva typy, a to tlumiče reflexního typu a tlumiče absorpčního typu.

6.1 Tlumiče reflexního typu

Tyto tlumiče se používají zejména pro tlumení hluku v relativně dlouhých potrubích malých průřezů. Princip těchto tlumičů využívá skutečnosti, že v místech potrubí, kde dochází k náhlé změně průřezu (diskontinuitě), nastává odraz zvukových vln. Část akustického výkonu se odrazí zpět směrem ke zdroji a dále postupuje nižší akustický výkon než ten, který dospěl k diskontinuitě. Aby tento jev nastal, musí platit, že vlnová délka uvažované frekvenční složky spektra hluku je větší než charakteristický příčný rozměr potrubí, např. průměr (viz (6.1)).

$$\lambda = \frac{c}{f} > D_{\text{potrubí}} \quad (6.1)$$

U tlumičů reflexního typu se diskontinuity realizují střídáním trubek a komor (viz obr. 14). Jestliže vlnová délka uvažované frekvence je značně větší než jejich rozměry ($\lambda > 5 \cdot l_{\text{char}}$), lze pro akustické vlastnosti těchto částí použít analogii s mechanickými soustavami nebo elektrickými obvody.

Krátká trubka (dle obr. 14a) má potom charakter akustické hmoty M_a dle vztahu

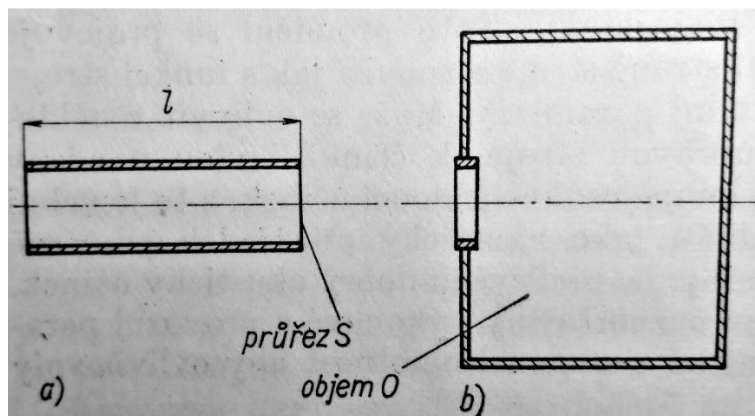
$$M_a = \frac{\rho_0 l_e}{S}, \quad (6.2)$$

kde ρ_0 je hustota plynu, resp. vzduchu, S je průřez trubky, l_e je efektivní délka trubky. Průřez S se předpokládá kruhový nebo blízký kruhovému.

Komora (dle obr. 14b) má potom charakter akustické poddajnosti C_a dle vztahu

$$C_a = \frac{O}{\rho_0 c^2}, \quad (6.3)$$

kde O je objem komory.



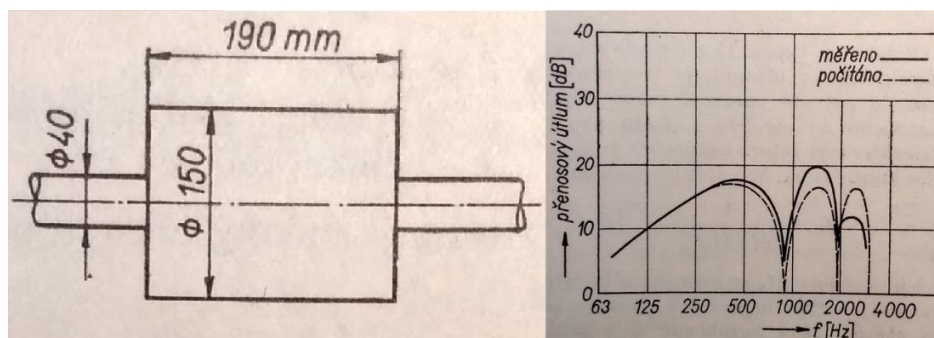
Obr. 14: Trubka (a) a komora (b) jako základní prvky tlumičů hluku [13]

Jestliže jsou rozměry komory značně menší než vlnová délka uvažované tlumené frekvence, nezáleží na jejím tvaru.

Akustické systémy, skládající se z výše uvedených prvků, na základě analogie, lze řešit stejnými metodami jako mechanické systémy nebo elektrické obvody se střídavým proudem. Při výpočtech se uvažuje akustický tlak, objemová rychlost a reaktanční nebo reálné odpory trubek i komor.

6.1.1 Komorový tlumič

Nejjednodušším typem tlumiče se dvěma změnami průřezu je válcová komora vložená do kruhového potrubí (obr. 15). Potrubí před a zejména za komorou by mělo být relativně velmi dlouhé. Teoretické vztahy předpokládají nekonečně dlouhé potrubí. Rozměry takto jednoduchého tlumiče (především jeho délka) se navrhují tak, aby přenosový útlum byl co nejvyšší při frekvencích spektra hluku, které mají být utlumeny.



Obr. 15: Schéma komorového tlumiče a jeho přenosový útlum [13]

Maximální hodnotu přenosového útlumu lze vypočíst ze vztahu

$$D = 10 \log \frac{4S_1^2 S_2^2}{(S_1^2 + S_2^2)^2}, \quad (6.4)$$

kde S_1 je průřez potrubí a S_2 je průřez komory. Maximální poměr průřezů, který se v praxi používá, je $\frac{S_2}{S_1} = 20$.

Maximální útlum nastane při frekvencích

$$f = \frac{c}{4l} m_1, \quad (6.5)$$

kde l je délka komory a $m_1 = 1, 3, 5, 7, \dots$

Nulový útlum nastane při frekvencích

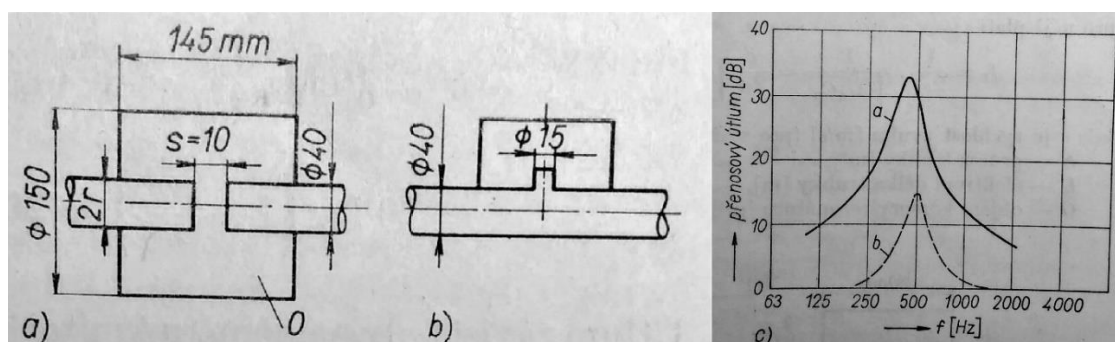
$$f = \frac{c}{2l} m_2, \quad (6.6)$$

kde $m_2 = 0, 1, 2, 3, \dots$

Z výše uvedených vztahů vyplývá, že použití komorového tlumiče je omezeno pro aplikace, ve kterých je nutné tlumit diskrétní frekvenční složky hluku. Pro tlumení širokopásmového hluku, který produkují Rootsova dmyhadla, je nevhodný [14].

6.1.2 Rezonátorový tlumič

Podobným typem tlumiče je tzv. rezonátorový tlumič. Stejně jako komorový tlumič se tento vřazuje do relativně velmi dlouhého potrubí, ale na rozdíl od něj vykazuje jiný průběh frekvenční závislosti přenosového útlumu. Varianty možného provedení tlumiče i jejich frekvenční závislosti přenosového útlumu jsou na obr. 16.



Obr. 16: Schémata rezonátorových tlumičů hluku a jejich přenosový útlum [13]

Charakter rezonátoru naznačuje, že maximálního přenosového útlumu je dosaženo v oblasti rezonanční frekvence f_r , kterou lze vypočítat pomocí vztahu

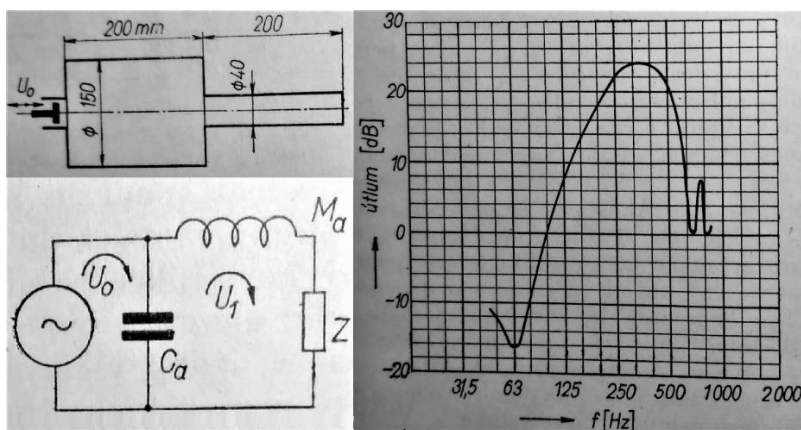
$$f_r = \frac{1}{2\pi\sqrt{M_a C_a}}. \quad (6.7)$$

Stanovení hodnoty M_a by však bylo velmi nepřesné (především u konstrukčního provedení podle obr. 16a). Pro f_r lze uvést vztah [13]

$$f_r = \frac{19\,000}{\sqrt{\frac{0}{\sqrt{r s}}}}, \quad (6.8)$$

kde r je poloměr trubky a s je šířka mezery. Obecně se doporučuje, aby mezera byla ve středu komory a v rozměrech komory výrazně nepřevládala některý z rozměrů. Na obr. 16c jsou naznačeny frekvenční závislosti přenosového útlumu.

Výše uvedené typy tlumičů jsou vhodné zejména pro dlouhá potrubí. Pro tlumení hluku na sání pístových strojů s krátkým sacím potrubím, které vyúsťuje do volného prostoru, je vhodné použít jednokomorový tlumič typu rezonátoru. Jeho schéma, analogický elektrický obvod (viz výše) a frekvenční závislost přenosového útlumu jsou zřejmé z obr. 17.



Obr. 17: Jednkomorový tlumič [13]

V analogickém elektrickém obvodu jsou zakresleny akustická hmota trubky M_a symbolem indukčnosti a akustická poddajnost komory C_a symbolem kapacity. Vyzařovací odpor konce trubky, který spolu s tlumícím odporem zatěžuje naznačený obvod, je znázorněn impedancí Z . V oblasti dostatečně nízkých kmitočtů je $|Z|$ malá v porovnání s M_a a lze ji zanedbat. Přenosový útlum naznačeného akustického systému v oblasti nízkých frekvencí pak vyplyne ze vztahu [13]

$$D = 20 \log \left(1 - \frac{f^2}{f_r^2} \right). \quad (6.9)$$

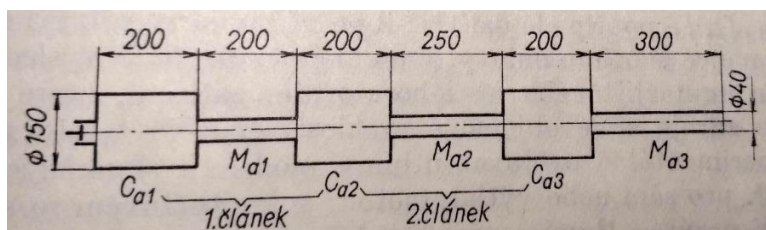
Útlum tedy závisí na poměru tlumené frekvence f k rezonanční frekvenci f_r , pro kterou platí [13]

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{M_a C_a}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{l_e O}}. \quad (6.10)$$

Rezananční frekvenci komory je nutné volit tak, aby ležela pod hlavní frekvenční oblastí spektra hluku, kterou je zamýšleno tlumit.

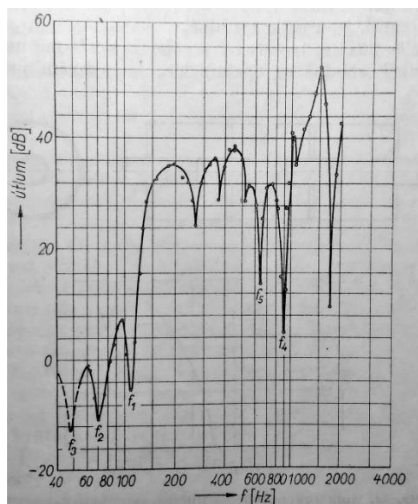
6.1.3 Vícekomorový tlumič

Pro dosažení většího přenosového útlumu lze použít více komor. V praxi jsou nejčastěji používány tři komory. Schématický náčrt takového uspořádání je na obr. 18.



Obr. 18: Schématický náčrt tříkomorového tlumiče [13]

Přenosový útlum takového tlumiče je nulový pro frekvence odpovídající rezonančním frekvencím jednotlivých komor. Jeho frekvenční charakteristika je znázorněna na obr. 19.



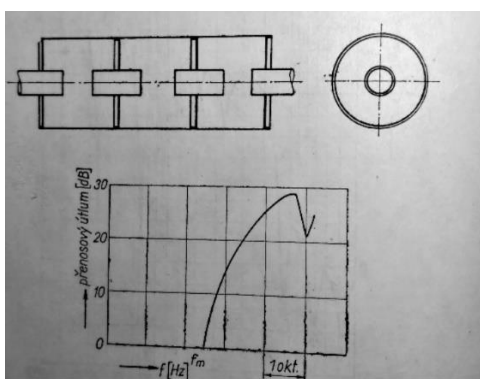
Obr. 19: Frekvenční závislost přenosového útlumu tříkomorového tlumiče [13]

6.1.4 Tlumič typu akustického filtru

U tlumiče typu tzv. akustického filtru (obr. 20) se teoreticky předpokládá, že má nekonečný počet komor a trubek shodně se opakujících. V takovém případě jsou i rezonanční frekvence totožné a leží pod mezní frekvencí f_m , kterou lze vypočítat pomocí vztahu [13]

$$f_m = \frac{1}{\pi \sqrt{M_a C_a}} = \frac{c}{\pi} \sqrt{\frac{S}{l_e O}}. \quad (6.11)$$

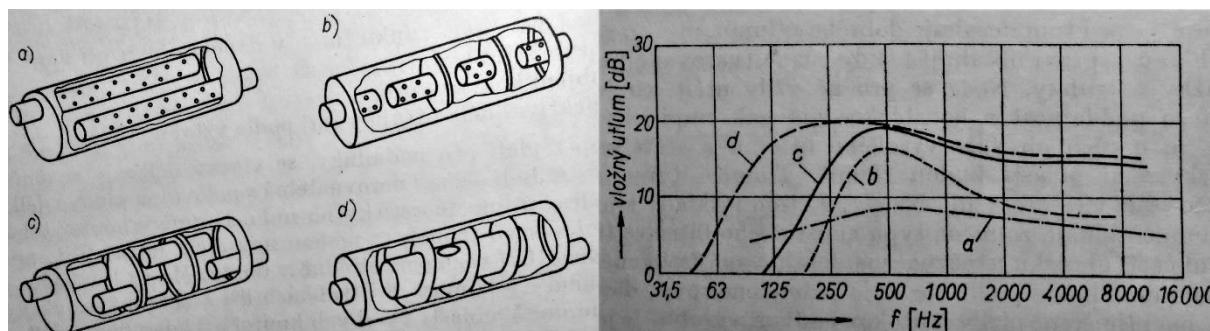
Tento vztah rovněž platí za podmínky, že vlnová délka je značně větší než rozměry komor. Pokud je délka trubky porovnatelná s polovinou vlnové délky a jejími násobky, přestávají platit předpoklady o funkci tlumiče a přenosový útlum teoreticky klesá na nulu. V důsledku toho systém teoreticky netlumí frekvence v intervalu, kde $f < f_m$. Naopak pro frekvence $f > f_m$ roste přenosový útlum velmi rychle na vysoké hodnoty (viz obr. 20). Praxe však ukazuje, že i v oblasti $f < f_m$ dosahuje tlumič typu akustického filtru relativně dobrých hodnot přenosového útlumu.



Obr. 20: Schéma tlumiče typu akustického filtru a jeho přenosový útlum [13]

Tlumiče hluku používané v praxi se často skládají z tvarovaných nebo perforovaných přepážek a trubek. Proto někdy nelze určit, hodnoty M_a a C_a a výsledná konstrukce má spíše empirický charakter. Obvykle nedosahují vysokého útlumu a lze jen těžko odhadnout, ve které frekvenční oblasti budou tlumit.

Na obr. 21 jsou různá konstrukční provedení tlumičů hluku, především typu akustického filtru se třemi komorami, a rovněž jejich frekvenční charakteristiky přenosového útlumu, zjištěné při provozu motoru.



Obr. 21: Tlumiče hluku používané pro výfuk pístových motorů [13]

U tlumičů hluku typu akustického filtru je nutné počítat s průtokovým odporem, který v tlumeném potrubí vyvolají. Odpor vyvolá tlakovou ztrátu a ta způsobí snížení výkonu stroje (tzv. „Back pressure“ efekt [15]). U pístových motorů lze považovat za přijatelný rozdíl statických tlaků před a za tlumičem do $1000 \frac{\text{kp}}{\text{m}^2} \cong 9,81 \text{ kPa} \cong 100 \text{ mbar}$ [13].

Správně navržený tlumič typu akustického filtru vykazuje vysoké hodnoty přenosového útlumu v široké oblasti frekvenčního spektra, a je tedy vhodný pro použití např. ve výfukových systémech automobilů. Kvůli „back pressure“ efektu, který je způsoben častými a náhlými změnami geometrie potrubí (resp. trubek v tlumiči) není vhodné jeho použití u strojů, které poskytují relativně nízká stlačení (např. Rootsova dmyhadla).

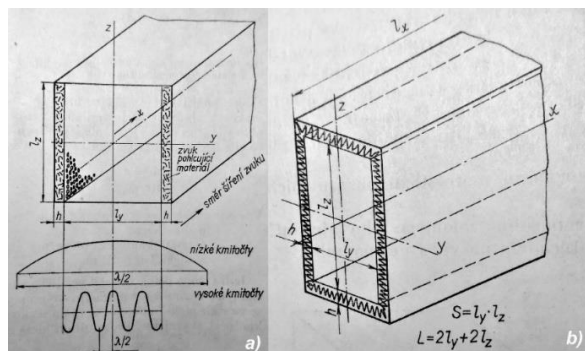
6.2 Tlumiče absorpčního typu

Tlumiče absorpčního typu se používají všude tam, kde vlnová délka odpovídající frekvenčním složkám hluku je menší než charakteristický příčný rozměr potrubí. Samotný útlum hluku funguje na principu absorpce zvuku ve zvukopohltivých materiálech, kterými se obkládají vnitřní stěny tlumiče. Mezi nejpoužívanější varianty řešení patří:

- přímý zvukovod s absorpčním materiálem na vnitřních stěnách
- potrubí zalomené o 90° , popř. vícenásobně zalomené jako labyrint
- komory obložené absorpčním materiálem na vnitřním povrchu

6.2.1 Přímý zvukovod

Jestliže se zvuk šíří přímým potrubím, jehož vnitřní povrch je obložen zvukopohltivým materiálem, nastává průběžný útlum akustického výkonu po délce potrubí. Útlumové vlastnosti pak lze charakterizovat např. měrným útlumem D_m , tedy přenosovým útlumem na 1 m délky, přičemž se nepřihlíží k okrajovým odchylkám. Možná uspořádání tlumiče tohoto typu jsou na obr. 22.



Obr. 22: Základní typy uspořádání tlumičů hluku se zvukopohltivým materiálem [13]

O velikosti dosahovaného přenosového útlumu nejvíce rozhoduje poměr vlnové délky a světlé šířky tlumiče $\frac{\lambda}{l_y}$ a vlastnosti zvukopohltivého materiálu. Pokud $\lambda > l_y$, což nastává zejména při nízkých frekvencích, potrubím se šíří pouze rovinná vlna. Pro přenosový útlum tlumiče dle obr. 22a platí vztah [13]

$$D = 2,2 \frac{\alpha}{l_y} l_x, \quad (6.12)$$

kde α je činitel pohltivosti materiálu při uvažované frekvenci a l_x je délka tlumiče. Pro přenosový útlum tlumiče dle obr. 22b platí vztah [13]

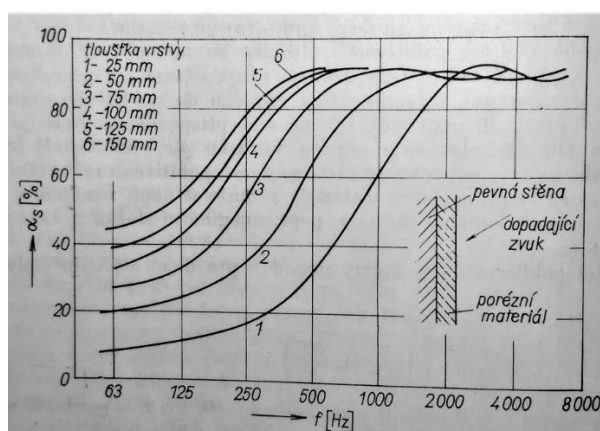
$$D = 1,1 \frac{o}{S} \alpha l_x, \quad (6.13)$$

kde o je vnitřní obvod a S je světlý průřez tlumiče.

Činitel pohltivosti α v oblasti nízkých frekvencí značně závisí na tloušťce vrstvy h (viz obr. 23) zvukopohltivého materiálu a roste s rostoucí frekvencí. Tloušťku h je doporučeno volit podle vztahu [13]

$$h \cong \frac{1}{10} \frac{c}{f_{min}}, \quad (6.14)$$

kde f_{min} je nejnižší frekvence, při které je nutné dosáhnout měrného útlumu alespoň $D_m = (3-5) \frac{\text{dB}}{\text{m}}$.

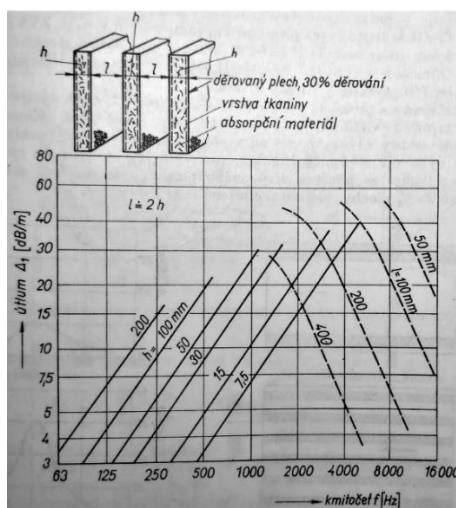


Obr. 23: Přenosový útlum pro různé tloušťky zvukopohltivého materiálu [13]

Pokud je $\lambda < l_y$, šíří se zvuk šikmými vlnami s různě směřovanými paprsky. Kmity akustického tlaku se ve stále menší míře dostávají do styku se zvukopohltivým materiálem. Proto přenosový útlum klesá od frekvence definované vztahem (6.15) směrem k vyšším frekvencím.

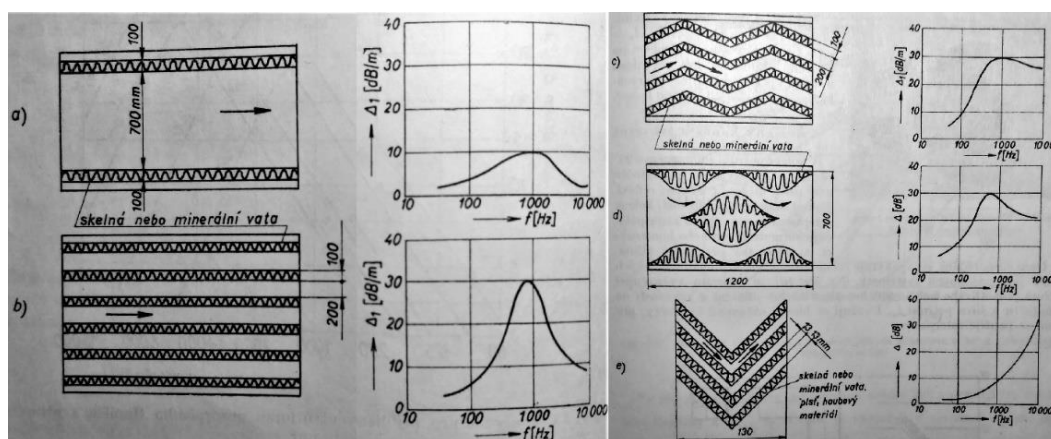
$$f \cong \frac{4}{3} \frac{c}{l_y} \quad (6.15)$$

Za předpokladu, že $l_y \approx 2h$, pro odhad měrného útlumu v tlumiči lze použít diagram dle obr. 24.



Obr. 24: Přibližné stanovení útlumu absorpčního tlumiče s přímými kulisami [13]

Na dosahovaný útlum v oblasti vysokých frekvencí má vliv zakřivení průtočné části v tlumiči. Proto se konstrukce upravují dle obr. 25. Provedení tlumičů dle obr. 25b, c se v praxi označují jako kulisový typ tlumičů a používají se zejména pro vzduchotechnická zařízení.



Obr. 25: Konstruktivní schémata absorpčních tlumičů hluku a jejich útlumy [13]

S ohledem na proudění v tlumiči (druh tekutiny, průtočná rychlost) je nutné chránit povrch absorpčního materiálu proti úletu, znečištění a degradaci. Tato opatření jsou realizována ochrannou tkaninou – pro rychlosti do $15 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ – nebo dřevaným plechem, který celou konstrukcí navíc vyztuží.

Tlakovou ztrátu tlumiče lze vypočítat pomocí vztahu [13]

$$\Delta p = \xi \frac{1}{2} v^2 \frac{\gamma}{g}, \quad (6.16)$$

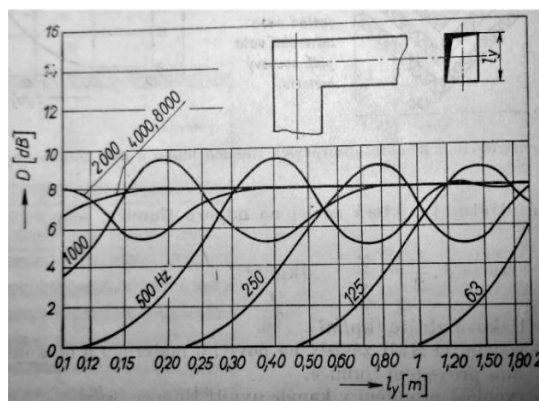
kde ξ je součinitel ztrát potrubí (závislý na povrchu materiálu a na konstrukčním provedení tlumiče), v je rychlost proudění v kanále uvnitř tlumiče, γ je měrná tíha proudícího média a g je gravitační zrychlení.

Kulisový tlumič vykazuje velmi dobré hodnoty přenosového útlumu (zejména provedení dle obr. 25c, d). Problémem je však vyšší konstrukční náročnost a rovněž velká tlaková ztráta způsobená zakřivením průtočné oblasti.

6.2.2 Zalomený kanál

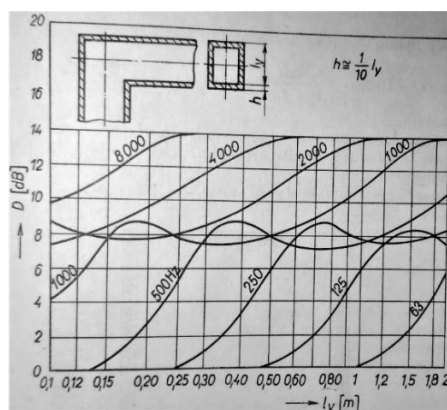
V potrubích zalomených o 90° dochází k přenosovému útlumu způsobenému reflexí. Jestliže se potrubí v blízkosti kolena obloží zvukopohltivým materiálem, zvýší se přenosový útlum.

Na obr. 26 je diagram, který popisuje přenosový útlum jednotlivého kolena 90° bez absorpční vrstvy v závislosti na středních frekvencích oktaóvových pásem a na šířce potrubí.



Obr. 26: Přenosový útlum zvuku v kolenu potrubí – bez absorpční vrstvy [13]

Na obr. 27 je diagram pro stejné koleno s absorpční vrstvou tloušťky $h = \frac{1}{10} l_y$.



Obr. 27: Přenosový útlum zvuku v kolenu potrubí – s absorpční vrstvou [13]

Z obr. 26 a obr. 27 je zřejmé, že maximum přenosového útlumu příslušné frekvence nastane, je-li charakteristický rozměr potrubí $l_y \approx \frac{\lambda}{2}$. Toho lze s výhodou využít při návrhu průměru potrubí tlumiče.

Tlumič typu zalomený kanál je použit i v případě výstupního tlumiče dmyhadla řešeného v této diplomové práci. Výhodou tohoto typu tlumiče je relativní jednoduchost a možnost alespoň přibližně predikovat frekvenční charakteristiku přenosového útlumu.

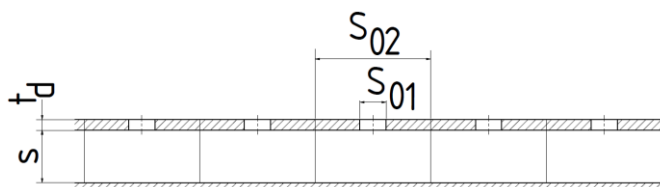
6.3 Rezonanční systém typu Helmholtzova rezonátoru

Konstrukce typu Helmholtzova rezonátoru se skládá z děrovaného plechu, pevné stěny a zvukopohltivého materiálu vloženého mezi nimi. Konstrukce založené na tomto principu pohlcují zvukovou energii v okolí vlastní frekvence, kterou lze vypočítat pomocí vztahu [13]

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{\varepsilon}{\left(t_d + \frac{\pi}{2} r_0\right) s}}, \quad (6.17)$$

kde $\varepsilon = \frac{S_{01}}{S_{02}}$ je hustota děrování, t_d je tloušťka desky rezonátoru a r_0 je poloměr díry.

Z obr. 28 je zřejmé uspořádání Helmholtzova rezonátoru. Prostor kótovaný rozměrem s se obvykle vykládá zvukopohltivým materiálem.

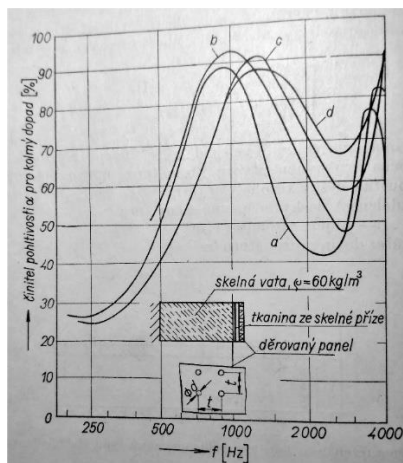


Obr. 28: Schéma Helmholtzova rezonátoru

Z obr. 29 je patrné, že vlastní frekvence rezonátoru se zvyšuje při zvyšování hustoty děrování desky. Uvažovaným zvukopohltivým materiálem je skelná vata o tloušťce 50 mm. Rozměry děrování jsou v tab. 4.

Tab. 4: Rozměry děrování pro různé případy na obr. 29

	Průměry děr [mm]	Rozteče děr [mm]	Hustota děrování [%]
Případ a)	4	10	12,6
Případ b)	7	10	19,7
Případ c)	7	10	38,5
Případ d)	bez překrytí plechem		



Obr. 29: Frekvenční závislost činitele zvukové pohltivosti [13]

7 Měření hluku a vibrací

7.1 Použité metody a měřené veličiny

Pro zjištění povahy nežádoucího hluku dmyhadla byly provedeny následující měření a analýzy:

- měření hladiny akustického tlaku vážené filtrem A (pomocí hlukoměru UNI - T UT353)
- analýza zvuku ve frekvenční oblasti (pomocí vestavěného mikrofону osobního notebooku)
- měření zrychlení vibrací (pomocí akcelerometru NI 9233)

Všechna výše uvedená měření/analýzy byly provedeny pro otáčkovou frekvenci $f_{ot} = 24,5$ Hz při různých provozních stavech. Ty byly simulovány pomocí šoupátkového ventilu, kterým byl regulován tlak. Měřené stavy byly tyto:

$$p_0 = 20 \text{ mbar (nezatíženo);}$$

$$p_1 = 100 \text{ mbar;}$$

$$p_2 = 200 \text{ mbar;}$$

$$p_3 = 300 \text{ mbar;}$$

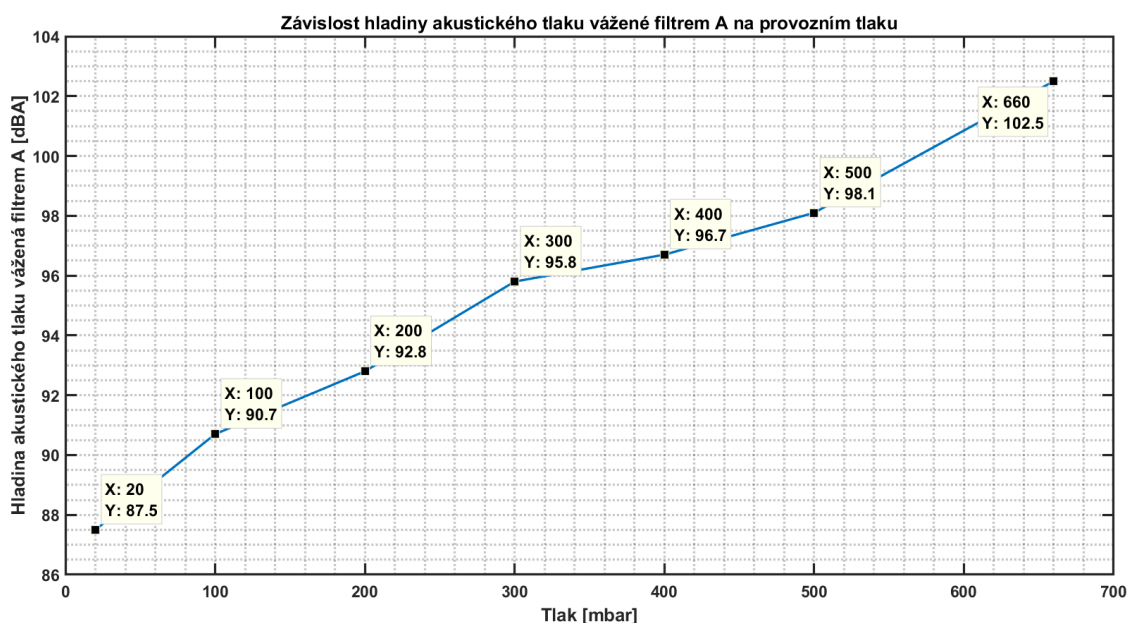
$$p_4 = 400 \text{ mbar;}$$

$$p_5 = 500 \text{ mbar;}$$

$$p_6 = 660 \text{ mbar (max.);}$$

7.2 Měření hladiny akustického tlaku vážené filtrem A

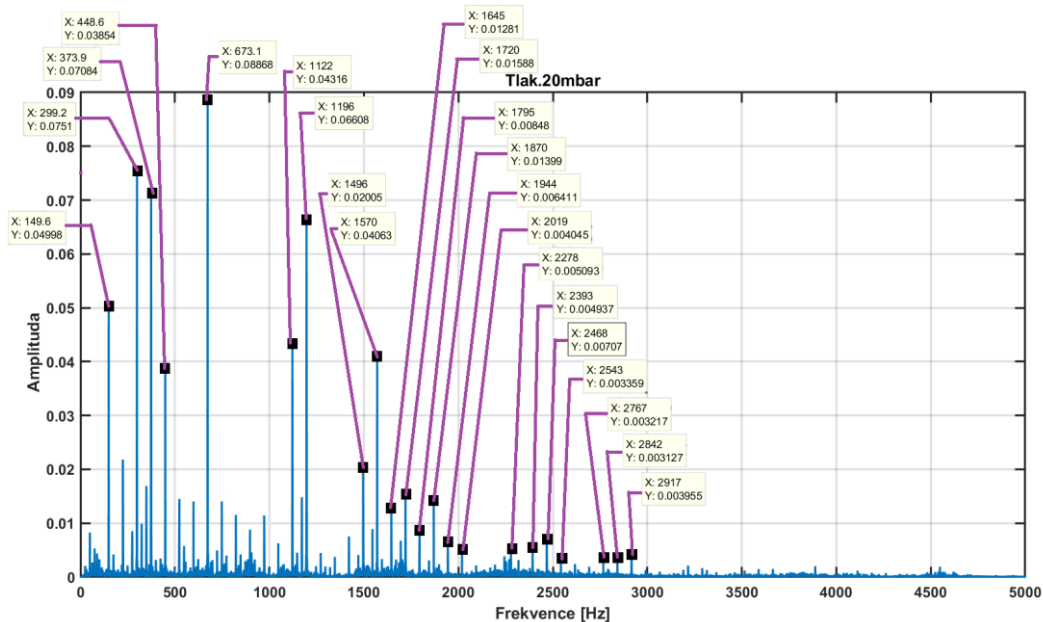
Z obr. 30 je patrné, že s rostoucím provozním tlakem roste i hladina akustického tlaku.



Obr. 30: Závislost hladiny akustického tlaku vážené filtrem A na provozním tlaku

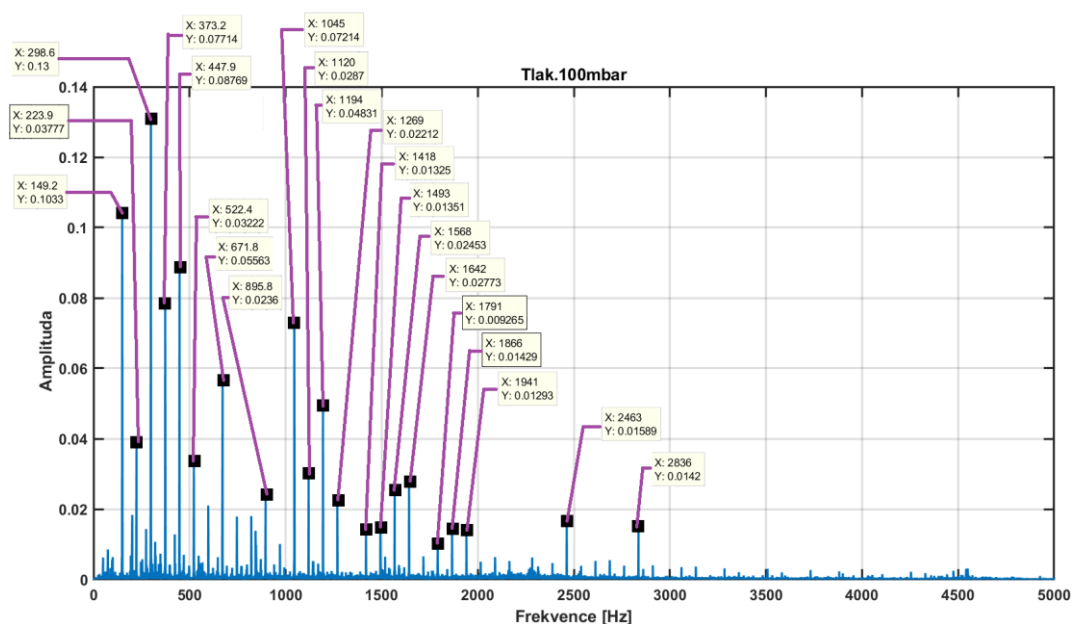
7.3 Analýza zvukového spektra

Pro všechny výše uvedené provozní stavy byl získán zvukový záznam dmyhadla pomocí vestavěného mikrofону osobního notebooku. Frekvenční spektra jsou na obr. 31 až obr. 37. Cílem této analýzy bylo zjistit zastoupení jednotlivých frekvencí ve zvukovém spektru a poměry mezi nimi.



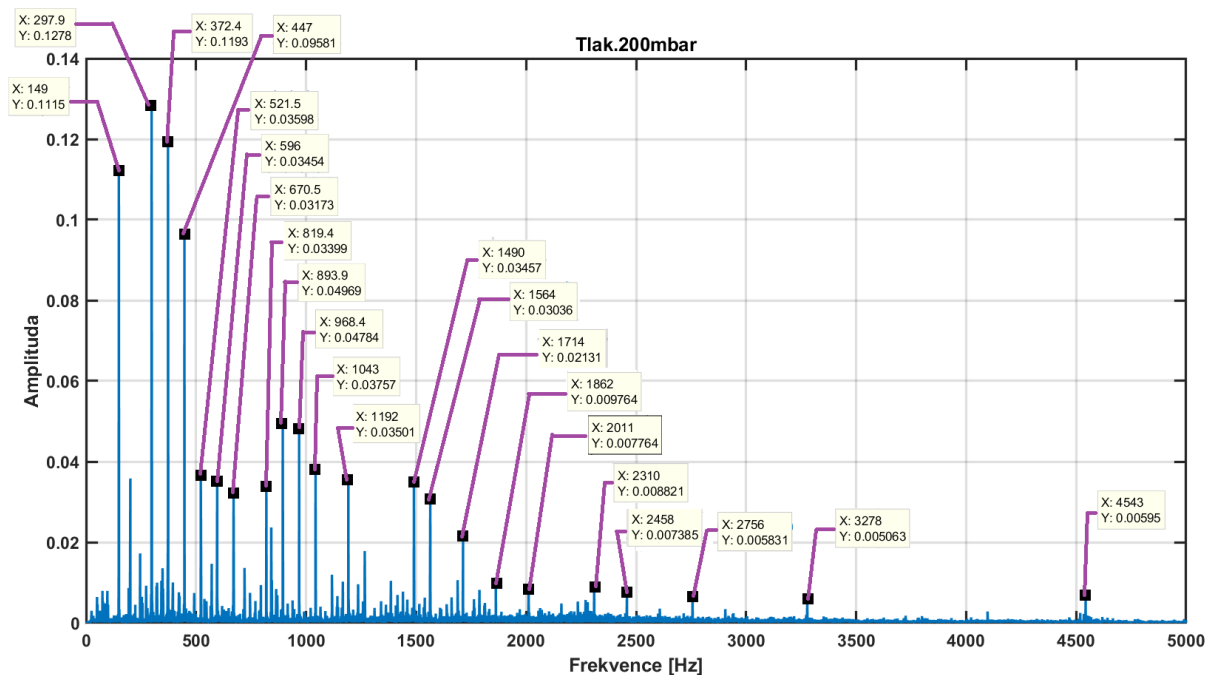
Obr. 31: Frekvenční spektrum pro tlak $p_0 = 20 \text{ mbar}$

Z obr. 31 je zřejmé, že při nezátíženém stavu dmyhadla jsou patrné frekvenční složky z velmi širokého intervalu $f \cong (0-3000) \text{ Hz}$, nejvíce však $f = \{12; 15; 27; 48\}f_{ot} \cong \{299; 374; 673; 1196\} \text{ Hz}$. Pro $f > 3000 \text{ Hz}$ je patrný převážně vysokofrekvenční šum. Ve spektru je rozpoznatelná zubová frekvence synchronizačního ozubeného kola ($f_z = 60f_{ot} \cong 1496 \text{ Hz}$).



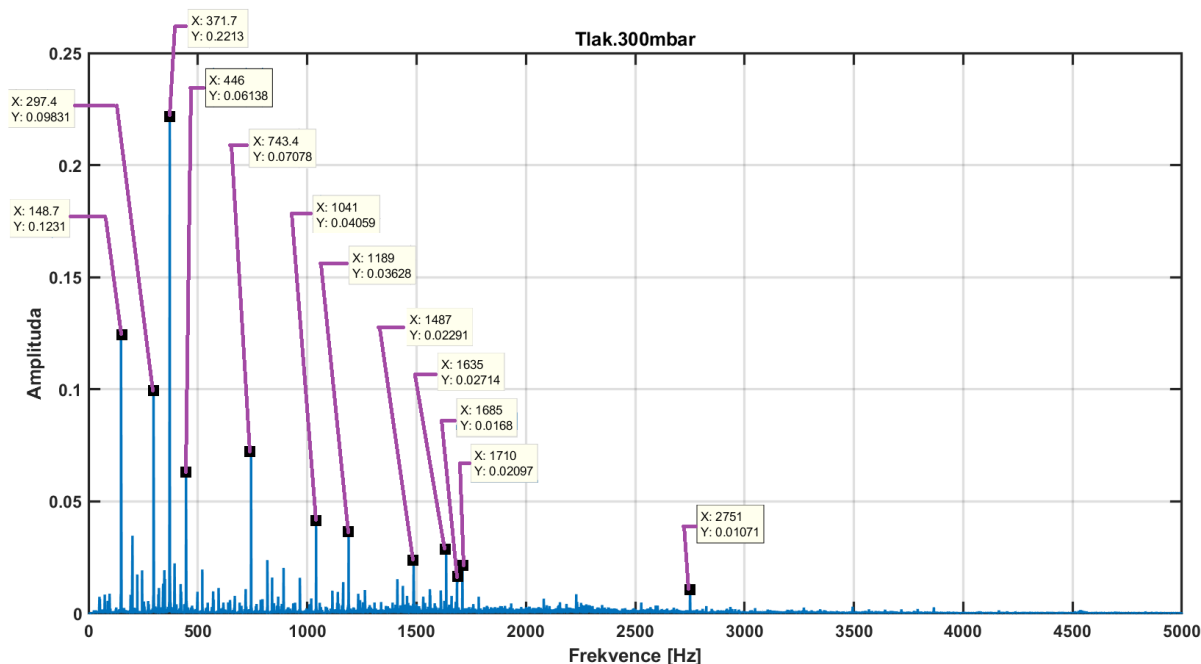
Obr. 32: Frekvenční spektrum pro tlak $p_1 = 100 \text{ mbar}$

Z obr. 32 je patrný nárůst amplitud všech frekvenčních složek oproti nezatíženému stavu. Dominantními frekvencemi jsou $f = \{6; 12; 18\}f_{ot} \cong \{149; 299; 448\}$ Hz. Dále je z frekvenčního spektra patrný relativní pokles amplitudy zubové frekvence $f_z = 60f_{ot} \cong 1493$ Hz.



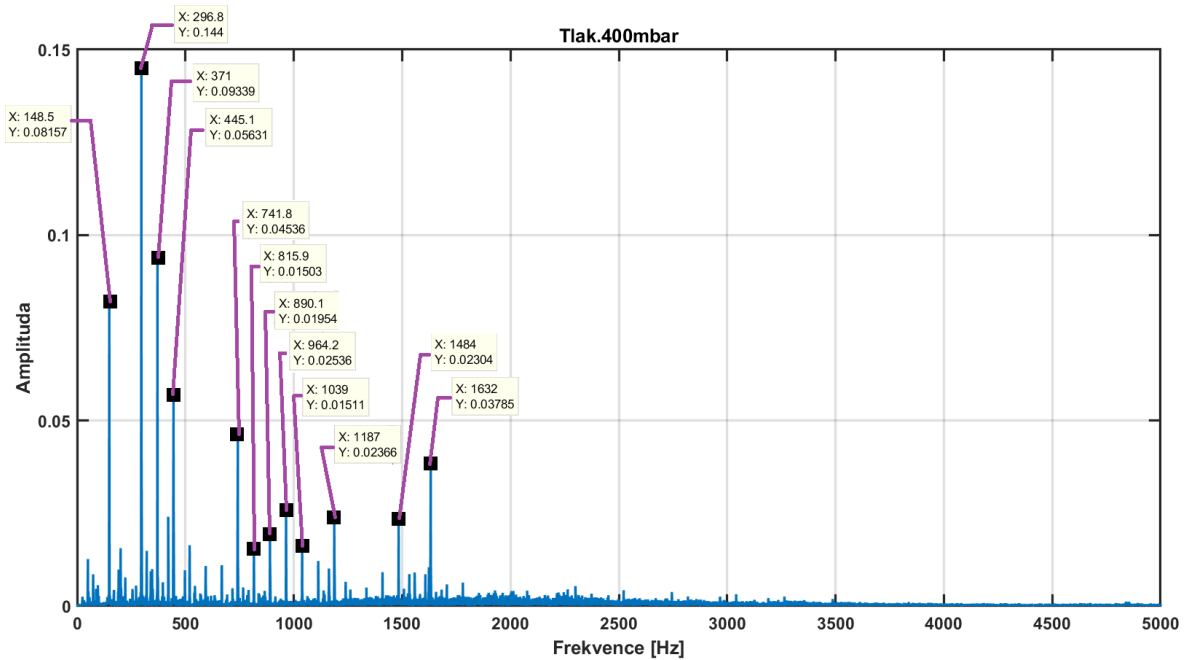
Obr. 33: Frekvenční spektrum pro tlak $p_2 = 200$ mbar

Na obr. 33 je, kromě pokračujícího růstu amplitudy všech frekvenčních složek, patrný nárůst některých frekvencí v intervalu $f \cong (2000-3000)$ Hz. Dominantními frekvencemi jsou $f = \{6; 12; 15; 18\}f_{ot} \cong \{149; 298; 372; 447\}$ Hz. Rovněž patrná je zubová frekvence $f_z = 60f_{ot} \cong 1490$ Hz.



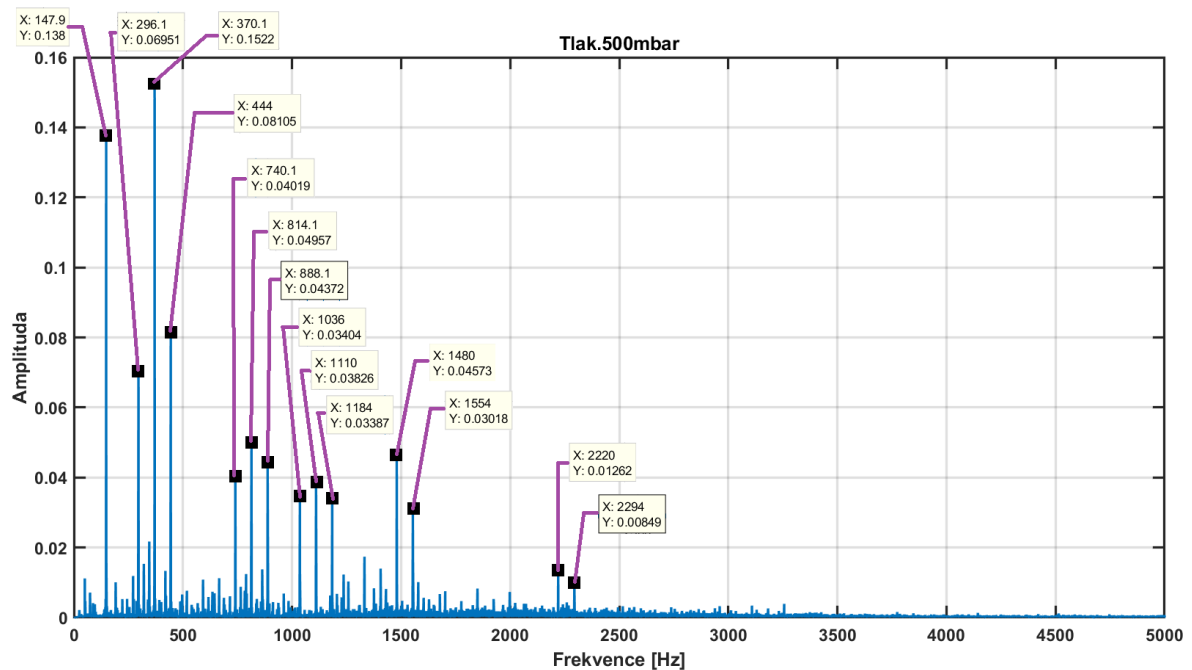
Obr. 34: Frekvenční spektrum pro tlak $p_3 = 300$ mbar

Z obr. 34 je patrné výrazné zastoupení frekvenční složky $f = 15f_{ot} \cong 372$ Hz. Dalšími dominantními frekvencemi jsou $f = \{6; 12; 30\}f_{ot} \cong \{149; 297; 743\}$ Hz. Frekvence z intervalu $f = (2000-3000)$ Hz se vyskytují již pouze v podobě výraznějšího šumu.



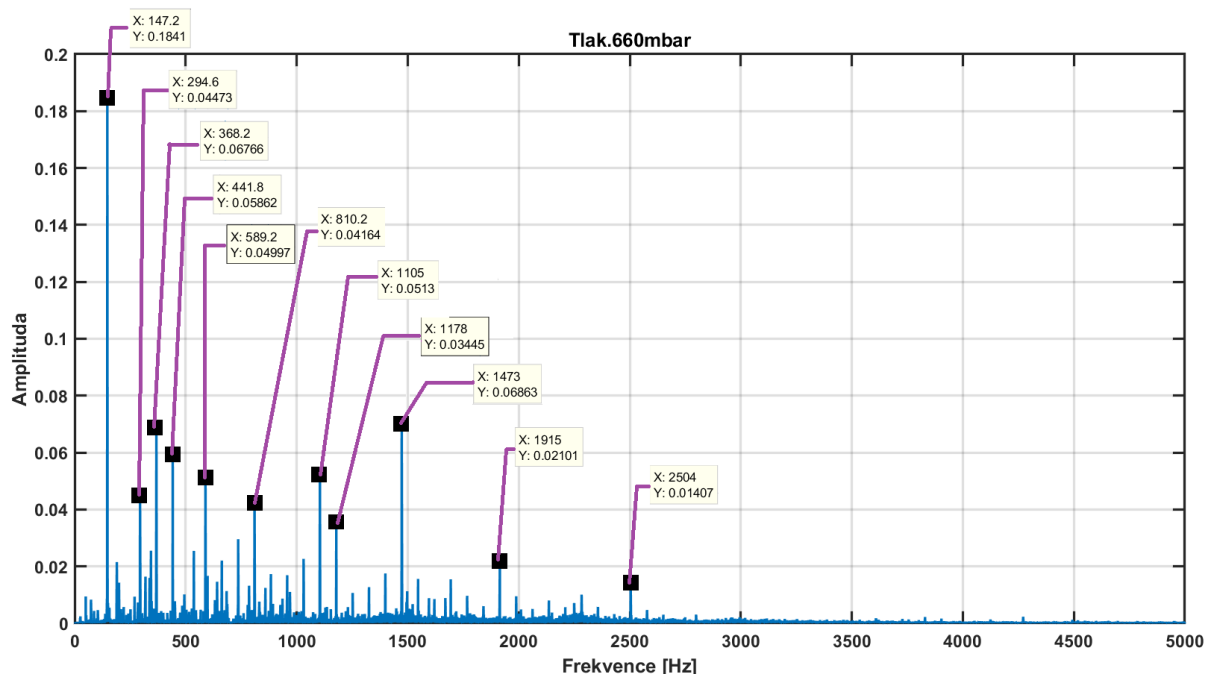
Obr. 35: Frekvenční spektrum pro tlak $p_4 = 400$ mbar

Z obr. 35 je patrný pokles frekvenčních složek $f = \{42; 48\}f_{ot} \cong \{1039; 1187\}$ Hz a naopak mírný vzrůst frekvencí vyšších $f = \{60; 66\}f_{ot} \cong \{1484; 1632\}$ Hz. Rovněž je patrný nárůst širokopásmového šumu v intervalu $f \cong (1500-3000)$ Hz. Dominantními frekvencemi jsou $f = \{6; 12; 15; 18; 30\}f_{ot} \cong \{149; 297; 371; 445; 742\}$ Hz.



Obr. 36: Frekvenční spektrum pro tlak $p_5 = 500$ mbar

Z obr. 36 je patrný opětovný výrazný nárůst (oproti stavu $p_4 = 400$ mbar) amplitud frekvencí v intervalu $f \cong (800-1200)$ Hz. Rovněž je zřejmý nárůst amplitud frekvencí nižších, které jsou stále dominantními frekvencemi – $f = \{6; 12; 15; 18; 30\}f_{ot} \cong \{148; 296; 370; 444; 740\}$ Hz. Patrný je také nárůst amplitudy zubové frekvence $f_z = 60f_{ot} \cong 1480$ Hz.



Obr. 37: Frekvenční spektrum pro tlak $p_6 = 660$ mbar

Z obr. 37 je patrné, že ve spektru se poprvé objevují frekvence odpovídající $f = \{24; 78; 102\}f_{ot} \cong \{589; 1915; 2504\}$ Hz. Dominantní frekvencí je $f = 6f_{ot} \cong 147$ Hz, dále pak frekvence odpovídající zubové frekvenci $f_z = 60f_{ot} \cong 1473$ Hz.

Jak bylo zmíněno v podkapitole 5.4, dmychadlo je nejčastěji provozováno v intervalu $p = (300-500)$ mbar. Proto se práce bude dále zabývat pouze těmito provozními stavy a protihluková opatření budou navrhována pro ně (pro dominantní frekvenční složky hluku vyskytující se při těchto provozních stavech).

7.4 Měření vibrací

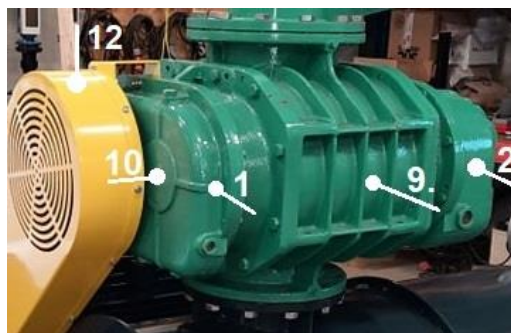
Pro usnadnění lokalizace zdrojů hluku, bylo provedeno měření vibrací, a to na celkem dvanácti místech. Měřená místa byla zvolena s ohledem na předpokládaný zvýšený výskyt vibrací. Výčet měřených míst je uveden v tab. 5 a samotná místa jsou znázorněna na obr. 38 až obr. 40.

Tab. 5: Výčet míst pro měření vibrací

Číslo místa	Slovní popis
1	Ložisko u řemenu – radiálně
2	Ložisko pod vstupním tlumičem – radiálně
3	Výstupní tlumič pod výstupem z dmyhadla zboku
4	Výstupní tlumič pod vstupem do vstupního tlumiče zboku
5	Výstupní tlumič pod vstupem do vstupního tlumiče shora
6	Čelní kryt vstupního tlumiče – axiálně
7	Výstupní tlumič – zadní část – axiálně
8	Vstupní tlumič nad vstupem – radiálně
9	Dmyhadlo uprostřed – radiálně
10	Ložisko u řemenu – axiálně
11	Koleno vstupního tlumiče – nad vstupem do dmyhadla
12	Kryt řemenic



Obr. 38: Místa měření vibrací na vstupním tlumiči



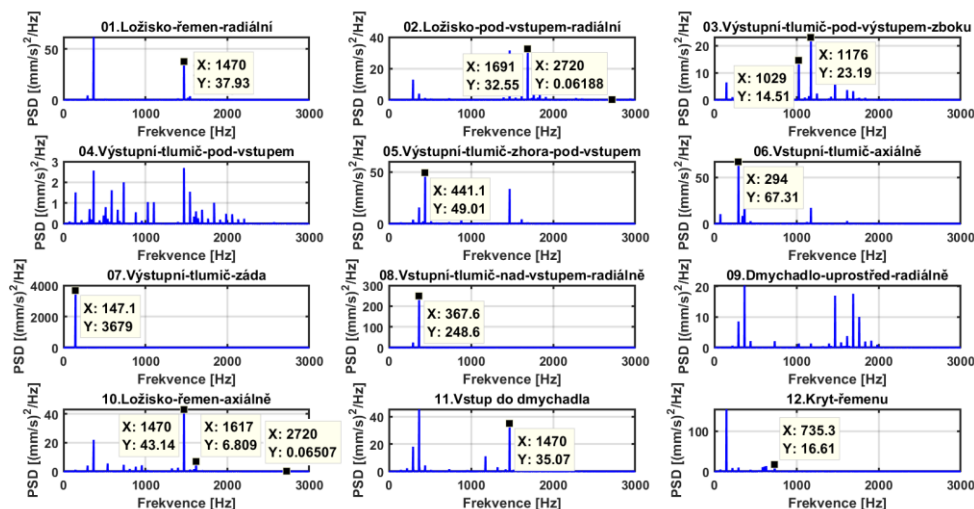
Obr. 39: Místa měření vibrací na dmyhadle



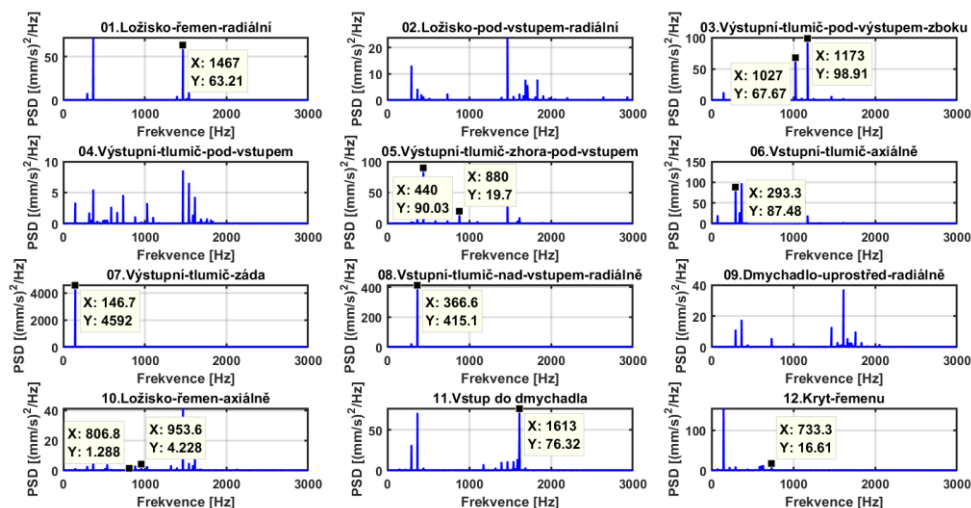
Obr. 40: Místa měření vibrací na výstupním tlumiči

Na následujících obrázcích byly vykresleny výkonové spektrální hustoty rychlosti vibrací pro provozní stavy $p = (300-500)$ mbar. Pro přehlednost byly příslušné frekvence vyznačeny pouze tam, kde jim odpovídající rychlosti nabývají nejvyšší hodnoty výkonové

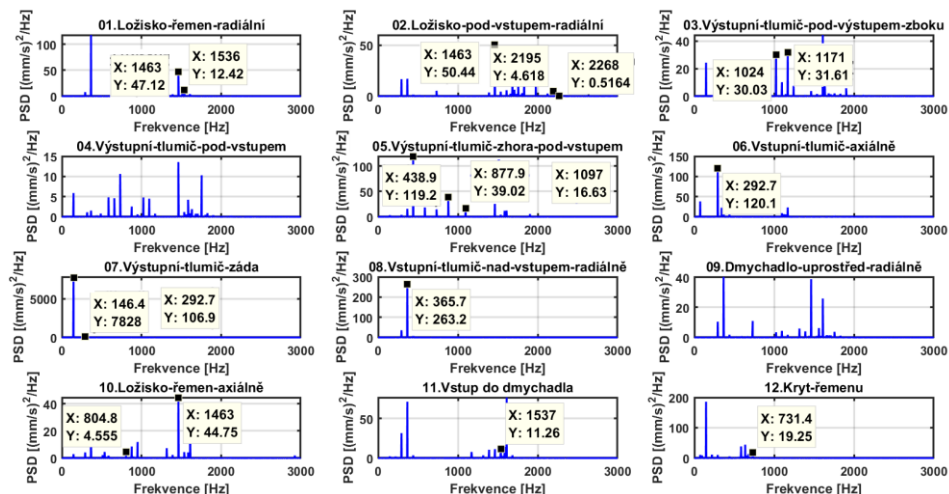
spektrální hustoty. Interpretace je tedy např. tato: Pro provozní stav 300 mbar byla amplituda vibrací o frekvenci 147,1 Hz nejvyšší v místě 7 (obr. 41).



Obr. 41: Výkonové spektrální hustoty rychlosti vibrací pro $p = 300$ mbar



Obr. 42: Výkonové spektrální hustoty rychlosti vibrací pro $p = 400$ mbar



Obr. 43: Výkonové spektrální hustoty rychlosti vibrací pro $p = 500$ mbar

V příloze č. 1 diplomové práce jsou podrobnější výsledky měření vibrací s důrazem na všechny frekvence, které se rovněž vyskytují ve frekvenčním spektru zvuku.

V tab. 6 až tab. 8 jsou uvedeny dominantní frekvence hluku pro příslušné provozní stavy a uveden jejich dominantní výskyt v naměřených vibracích.

Tab. 6: Dominantní frekvence hluku – 300mbar

Hodnota [Hz]	Násobek otáčkové frekvence [-]	Dominantní výskyt
371,7	15	8
148,7	6	7
297,4	12	6
743,4	30	12
446,0	18	5
1041,0	42	3
1189,0	48	3
1635	66	10
1487	60	1; 10; 11
1710	69	2
2751	111	2; 10

Tab. 7: Dominantní frekvence hluku – 400mbar

Hodnota [Hz]	Násobek otáčkové frekvence [-]	Dominantní výskyt
296,8	12	6
371,0	15	8
148,5	6	7
445,1	18	5
741,8	30	12
1632,0	66	11
964,2	39	10
1187,0	48	3
1484,0	60	1
890,1	36	5
1039,0	42	3
815,9	33	10

Tab. 8: Dominantní frekvence hluku – 500mbar

Hodnota [Hz]	Násobek otáčkové frekvence [-]	Dominantní výskyt
370,1	15	8
147,9	6	7
444,0	18	5
296,1	12	6; 7
814,1	33	10
1480,0	60	1; 2; 10
888,1	36	5
740,1	30	12
1110,0	45	5
1036,0	42	3
1184,0	48	3
1554,0	63	1; 11
2220,0	90	2
2294,0	93	2

7.5 Diskuze měření

Jako první byla provedena analýza zvukového spektra na základě získaného zvukového záznamu. Pro lokalizaci zdrojů zvuku bylo provedeno měření vibrací.

Z výše uvedených grafů a tabulek vyplývají následující poznatky:

- všechny dominantní frekvence obsažené ve frekvenčních spektrech zvuku všech měřených stavů jsou násobky otáčkové frekvence dělitelné třemi
- frekvence $f_z = 60f_{ot}$ odpovídá zubové frekvenci synchronizačního ozubeného kola
- hlavními zdroji hluku jsou aerodynamické pulzy vznikající při provozu dmyhadla a chvějící se zářiče (=relativně velké povrchy), které přeměňují energii vibrací na akustickou energii. Ta je následně přenášena do okolního prostředí. Jedná se zejména o následující zářiče:
 - Čelní kryt sací komory vstupního tlumiče (pozice 6 na obr. 38)
 - Plášť sací komory vstupního tlumiče (pozice 8 na obr. 38)
 - Zadní část výstupního tlumiče (pozice 7 na obr. 40)
 - Plášť výstupního tlumiče (pozice 3, 4, 5 na obr. 40)
 - Kryt řemenic (pozice 12 na obr. 39)
 - Dmyhadlo samotné (obr. 39)

8 Analýza stávajících opatření proti hluku

Stávající opatření pro snížení hluku Rootsova dmyhadla jsou řešena absorpčními tlumiči na vstupu a na výstupu. Jak bylo uvedeno v kapitole 6, absorpční tlumiče jsou obecně vhodné pro tlumení širokopásmového hluku. Pro zjištění, zda jsou tlumiče vhodně navrženy, budou vypočteny jejich přenosové útlumy v softwaru ANSYS Workbench 19.3.

U vybraných záříčů (zejména u těch, u kterých jsou známy všechny rozměry nebo projektová dokumentace) bude provedena modální analýza s cílem zjistit, zda některá z vlastních frekvencí se neshoduje s hodnotou zjištěnou ve frekvenčním spektru zvuku.

8.1 Výpočet přenosového útlumu vstupního tlumiče

Konstrukce vstupního tlumiče je zřejmá z obr. 44.



Obr. 44: Konstrukce vstupního tlumiče

Pro korektní výpočet akustické úlohy je nutné použít prvek FLUID30 o maximální délce [1]

$$l'_{max} = \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \frac{c}{f}, \quad (8.1)$$

kde f je maximální frekvence zvuku, pro kterou je realizován výpočet přenosového útlumu.

Vzhledem ke skutečnosti, že ve zvukovém spektru byla nejvyšší frekvence $f = 2751 \text{ Hz}$, (viz obr. 32), je výpočet přenosového útlumu realizován pro frekvence $f = (0-3000) \text{ Hz}$.

$$l'_{max} = \frac{346}{6 \cdot 3000} = 0,0192 \text{ m} = 19,2 \text{ mm}.$$

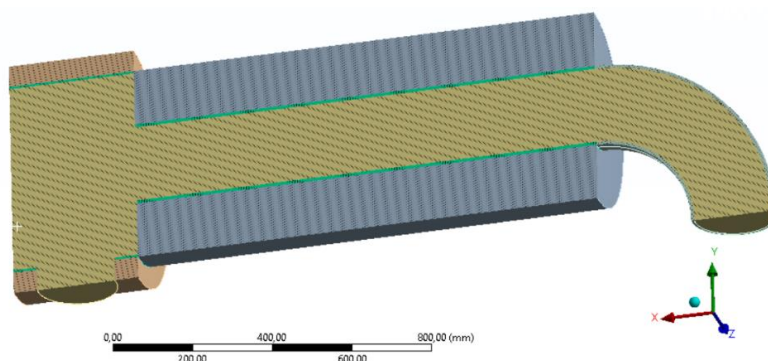
Délka prvku byla zvolena $l_{max} = 19 \text{ mm}$.

Model geometrie vstupního tlumiče (zřejmý z obr. 45) zahrnuje

- geometrii objemu, přes který proudí médium – na obr. 45 šrafováno žlutě
- geometrii děrovaných trubek (průměry a rozteče děr popsány pomocí funkce Transfer admittance matrix) - na obr. 45 šrafováno zeleně
- geometrii objemu zvukopohltivého materiálu (minerální vata) – použit model Johnson-Champoux-Allard [16] s vlastnostmi ekvivalentního porézního materiálu dle tab. 9. Jednotlivé hodnoty jsou převzaty z [17].

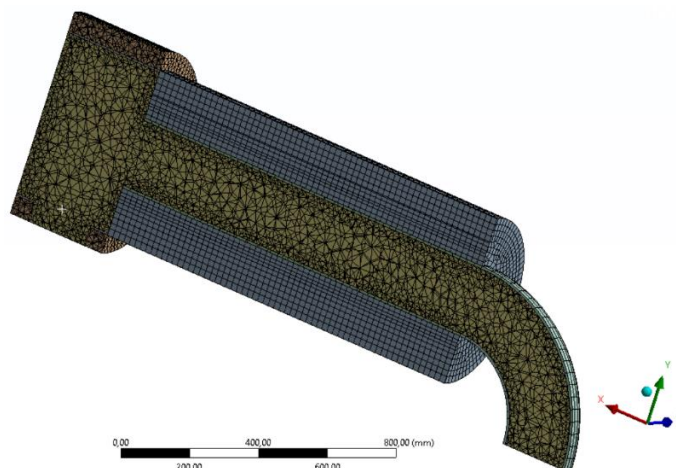
Tab. 9: Vlastnosti ekvivalentního porézního materiálu – minerální vata

Veličina	Hodnota	Jednotka
Hustota	16	kgm^{-3}
Rychlost zvuku	346	ms^{-1}
Odpor tekutiny (<i>fluid resistivity</i>)	9 000	Nsm^{-4}
Pórovitost (<i>porosity</i>)	0,99	—
Kroucení (<i>tortuosity</i>)	1,00	—
Viskózní charakteristická délka (<i>viscous characteristic length</i>)	$1,92 \cdot 10^{-4}$	m
Teplotní charakteristická délka (<i>thermal characteristic length</i>)	$3,84 \cdot 10^{-4}$	m



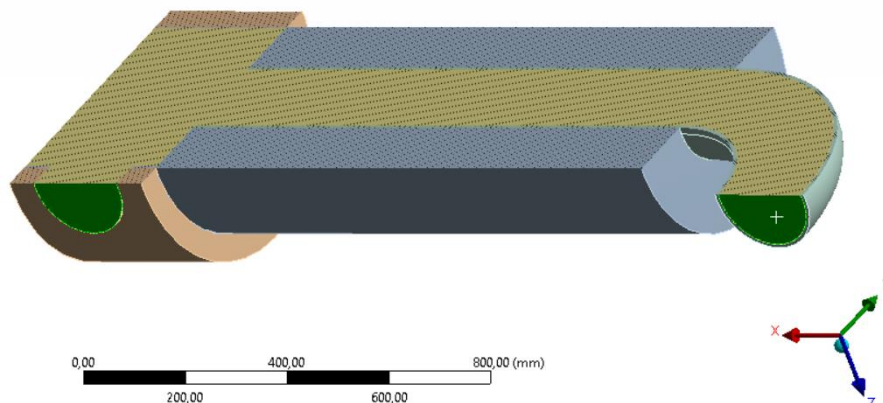
Obr. 45: Model geometrie vstupního tlumiče

Na obr. 46 je konečnoprvková síť vstupního tlumiče. Skládá se z 149 482 kvadratických prvků (tetraedry) a 354 038 uzlů.



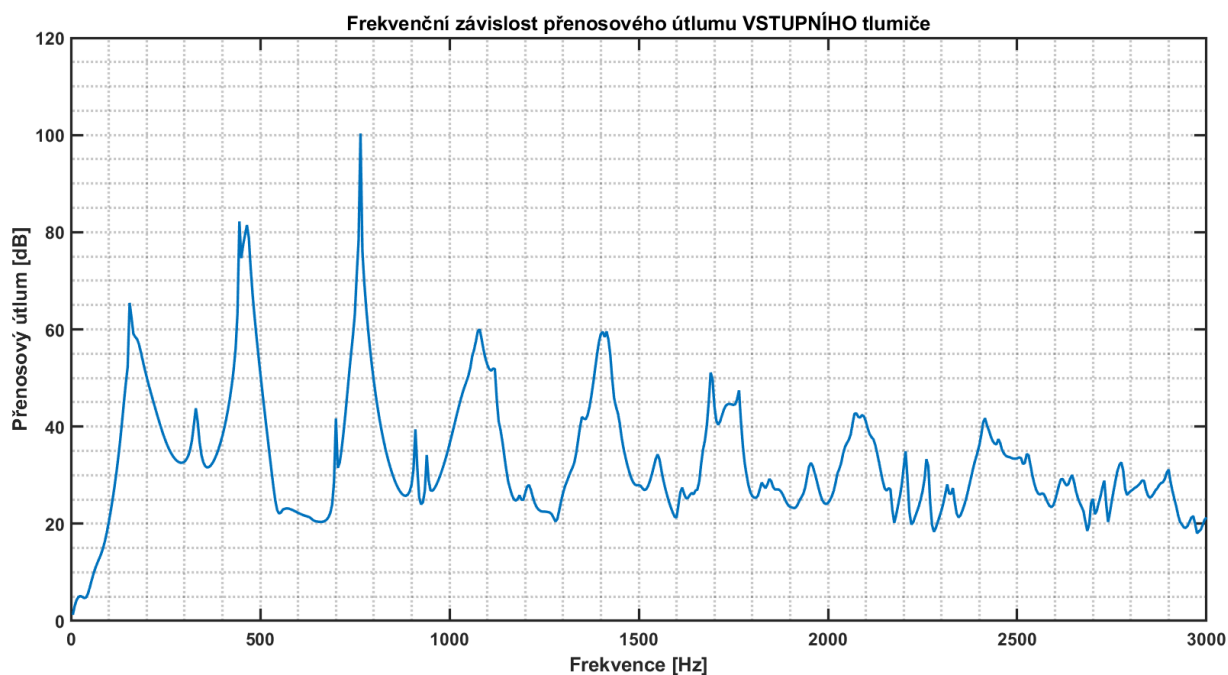
Obr. 46: Konečnoprvková síť vstupního tlumiče

Pro výpočet přenosového útlumu je nutné definovat vstup a výstup, mezi kterými má být realizován výpočet. Na vstupu do dmyhadla je zadána akustická rychlost $v_a = 2,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, odpovídající akustickému tlaku $p_a = 1 \text{ Pa}$. Na vstupu a výstupu je zadána okrajová podmínka „Radiation Boundary“, která zabraňuje odrazu zvukové vlny. Místa, mezi nimiž je počítán přenosový útlum, jsou na obr. 47 zvýrazněna zeleně.



Obr. 47: Přenosový útlum mezi vstupem do dmyhadla a vstupem do sací komory

Na obr. 48 je vykreslena vypočtená frekvenční závislost přenosového útlumu vstupního tlumiče.



Obr. 48: Průběh závislosti přenosového útlumu na frekvenci hluku – vstupní tlumič

Frekvence, které jsou vstupním tlumičem tlumeny nejvíce (viz lokální maxima na obr. 48), jsou $f = \{150; 310; 440; 730; 1080; 1400; 1730; 2080; 2450\} \text{ Hz}$. Frekvence odpovídající lokálním minimům jsou rovněž značně tlumeny (20 až 30 dB). Z obr. 48 je patrný pokles přenosového útlumu pro frekvence $f > 2000 \text{ Hz}$.

8.2 Výpočet přenosového útlumu výstupního tlumiče

Konstrukce výstupního tlumiče je zřejmá z obr. 49.



Obr. 49: Konstrukce výstupního tlumiče

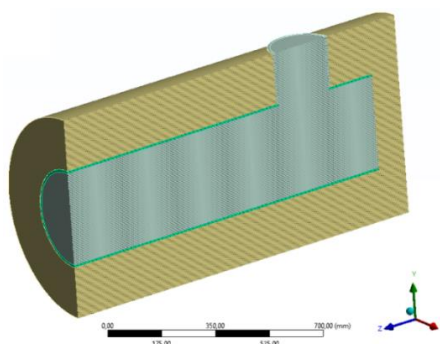
Délka prvku byla dle vztahu (8.1) zvolena $l_{max} = 20$ mm.

Model geometrie výstupního tlumiče (zřejmý z obr. 50) zahrnuje

- geometrii objemu, přes který proudí médium – na obr. 50 šrafováno šedě
- geometrii děrované trubky (průměry a rozteče děr popsány pomocí funkce Transfer admittance matrix) – na obr. 50 šrafováno zeleně
- geometrii objemu zvukopohltivého materiálu (kamenná vata „Rockwool“) – použit model Johnson-Champoux-Allard [16] s vlastnostmi ekvivalentního porézního materiálu dle tab. 10. Jednotlivé hodnoty byly převzaty ze zdrojů [18] a [19].

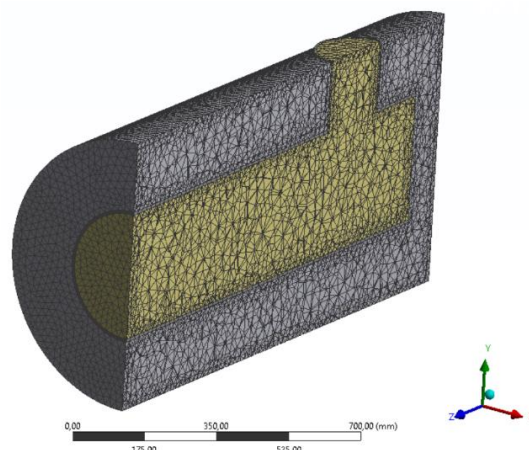
Tab. 10: Vlastnosti ekvivalentního porézního materiálu – kamenná vata

Veličina	Hodnota	Jednotka
Hustota	80	kgm^{-3}
Rychlost zvuku	374	ms^{-1}
Odpor tekutiny (<i>fluid resistivity</i>)	40 000	Nsm^{-4}
Pórovitost (<i>porosity</i>)	0,98	—
Kroucení (<i>tortuosity</i>)	1,01	—
Viskózní charakteristická délka (<i>viscous characteristic length</i>)	$8,5 \cdot 10^{-5}$	m
Teplotní charakteristická délka (<i>thermal characteristic length</i>)	$9 \cdot 10^{-5}$	m



Obr. 50: Model geometrie výstupního tlumiče

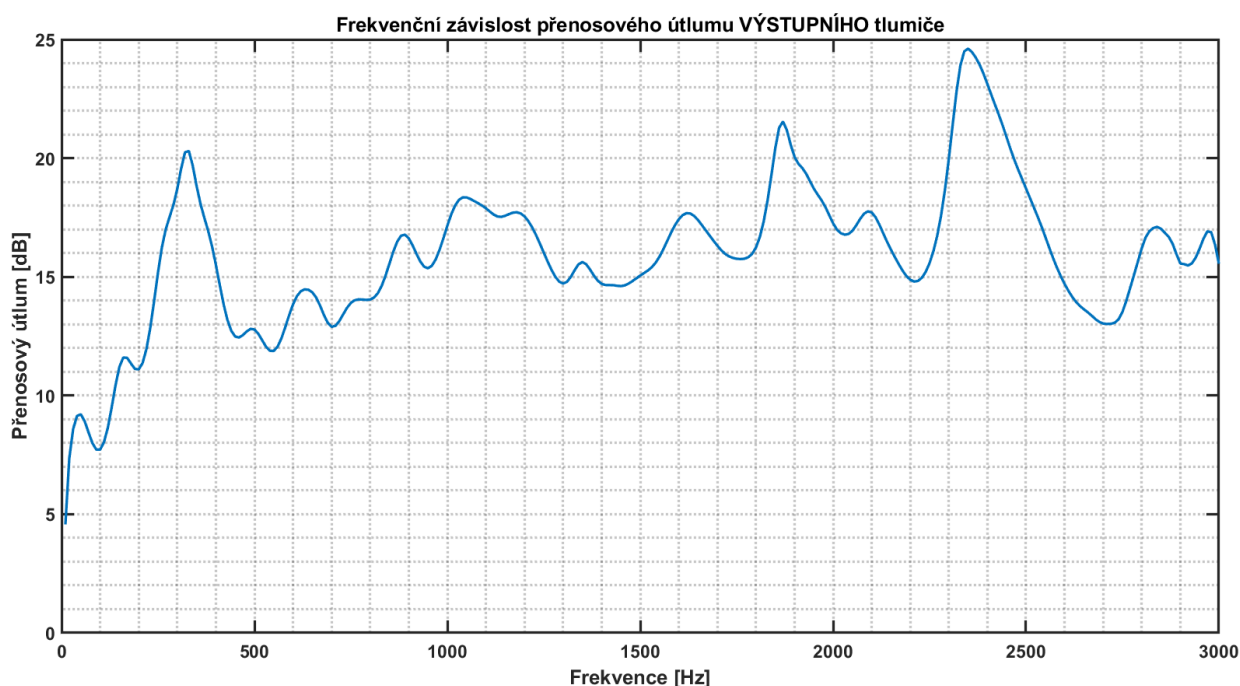
Na obr. 51 je konečnoprvková síť výstupního tlumiče. Skládá se z 251 155 kvadratických prvků (tetraedry) a 399 387 uzlů.



Obr. 51: Konečnoprvková síť výstupního tlumiče

Pro výpočet přenosového útlumu je nutné definovat vstup a výstup, mezi kterými má být realizován výpočet. Na vstupu je zadána akustická rychlost $v_a = 2,4 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ odpovídající akustickému tlaku $p_a = 1 \text{ Pa}$. Na vstupu a výstupu je zadána okrajová podmínka „Radiation Boundary“, která zabraňuje odrazu zvukové vlny.

Na obr. 52 je vykreslena vypočtená frekvenční závislost přenosového útlumu výstupního tlumiče.

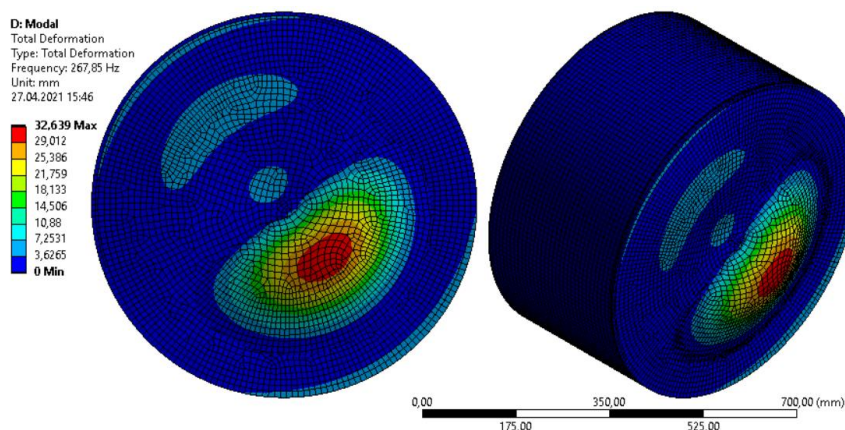


Obr. 52: Průběh závislosti přenosového útlumu na frekvenci hluku – výstupní tlumič

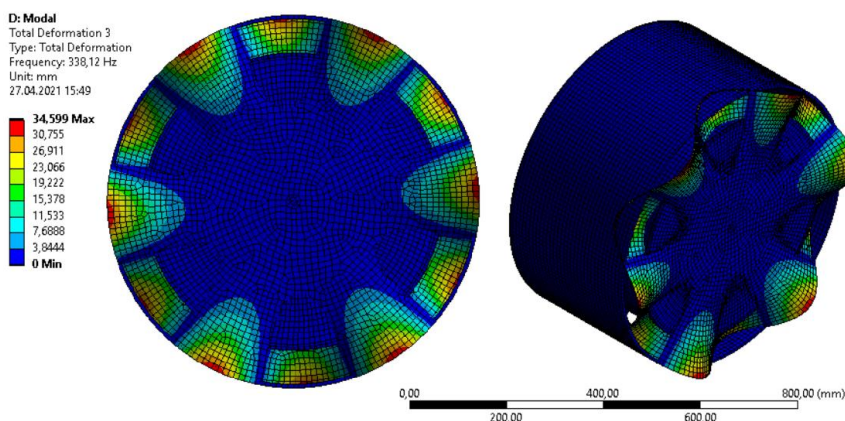
8.3 Modální analýza sací komory vstupního tlumiče

8.3.1 Čelní kryt

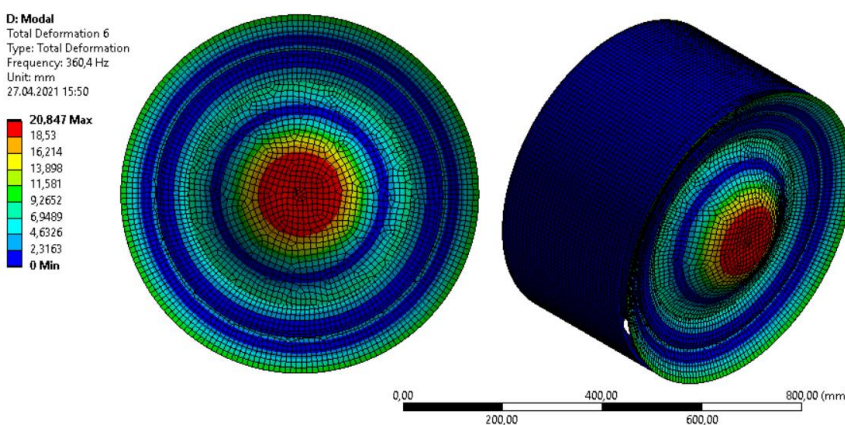
Dominantními frekvencemi v naměřených vibracích byly $f = 12f_{ot} \cong 294$ Hz a $f = 15f_{ot} \cong 370$ Hz. Vlastní frekvence blízké naměřeným frekvencím jsou $f = \{268; 338; 360\}$ Hz. Vlastní tvary, odpovídající vlastním frekvencím, jsou na obr. 53 až obr. 55. Z vlastních tvarů je zřejmé, že kryt periodicky přichází do kontaktu s ostatními komponentami sací komory. Tato skutečnost může být příčinou hluku.



Obr. 53: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 268$ Hz



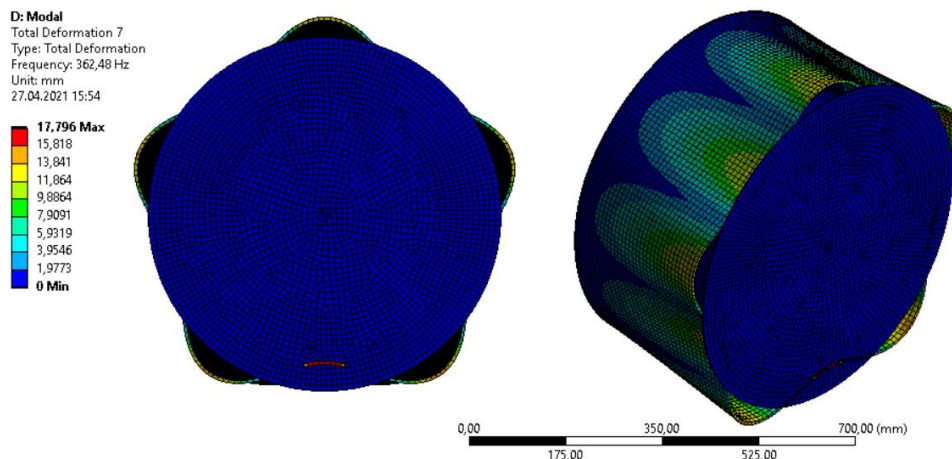
Obr. 54: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 338$ Hz



Obr. 55: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 360$ Hz

8.3.2 Plášť sací komory

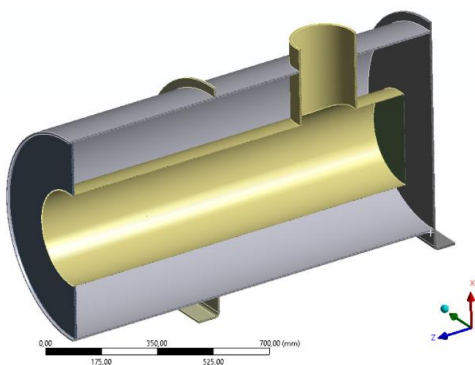
Dominantní frekvencí v naměřených vibracích byla $f = 15f_{ot} \cong 370 \text{ Hz}$, což je hodnota velmi blízká vlastní frekvenci pláště. Vlastní tvar, odpovídající vlastní frekvenci, je na obr. 56.



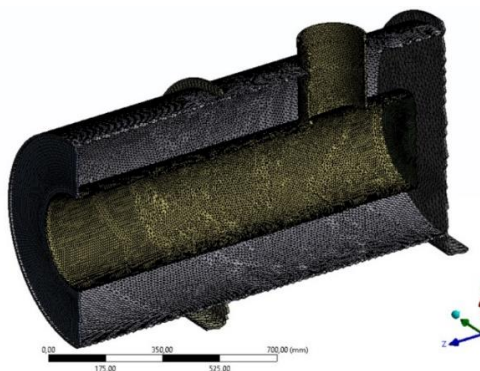
Obr. 56: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 362 \text{ Hz}$

8.4 Modální analýza výstupního tlumiče

Pro zjištění vlastních frekvencí výstupního tlumiče je provedena modální analýza. Geometrie a konečnoprvková síť – kvadratické tetraedry (327 675 prvků a 688 760 uzlů) – jsou zřejmé z obr. 57 a obr. 58. V této podkapitole jsou uvedeny pouze ty vlastní frekvence a jim příslušející vlastní tvary, které byly zjištěny ve zvukovém spektru a naměřeny ve vibracích.



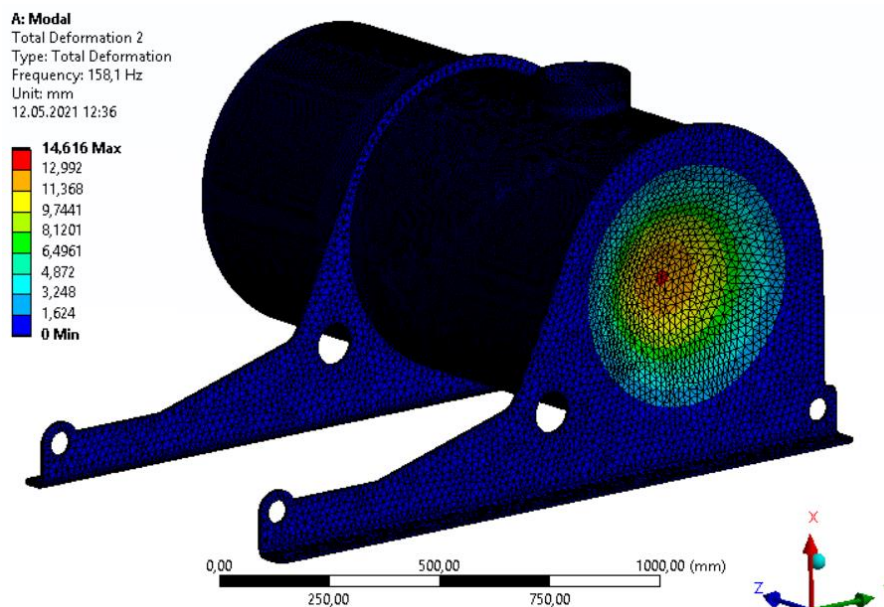
Obr. 57: Model geometrie výstupního tlumiče – modální analýza



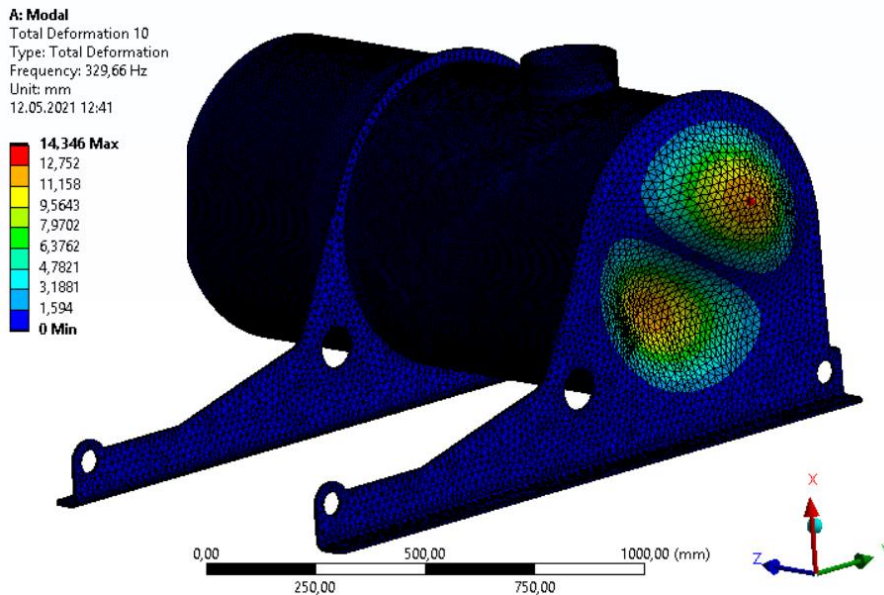
Obr. 58: Konečnoprvková síť výstupního tlumiče – modální analýza

8.4.1 Zadní část

Dominantními frekvencemi v naměřených vibracích byly $f = 6f_{ot} \cong 147$ Hz a $f = 12f_{ot} \cong 294$ Hz. První dvě vlastní frekvence zadní části výstupního tlumiče jsou $f = \{158; 330\}$ Hz. Vlastní tvary odpovídající vlastním frekvencím jsou na obr. 59 a obr. 60.



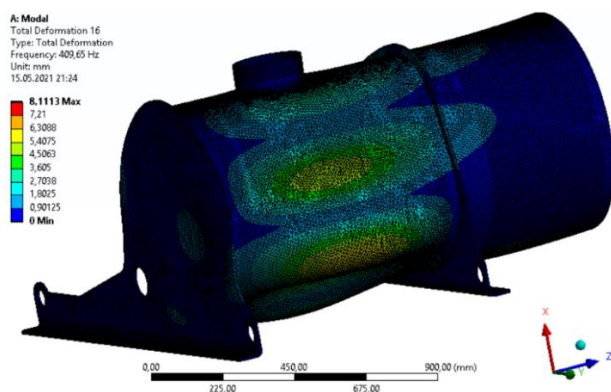
Obr. 59: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 158$ Hz



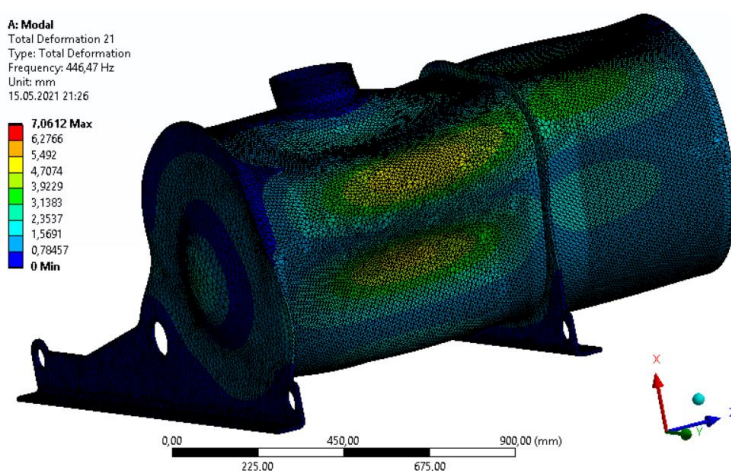
Obr. 60: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 330$ Hz

8.4.2 Plášť

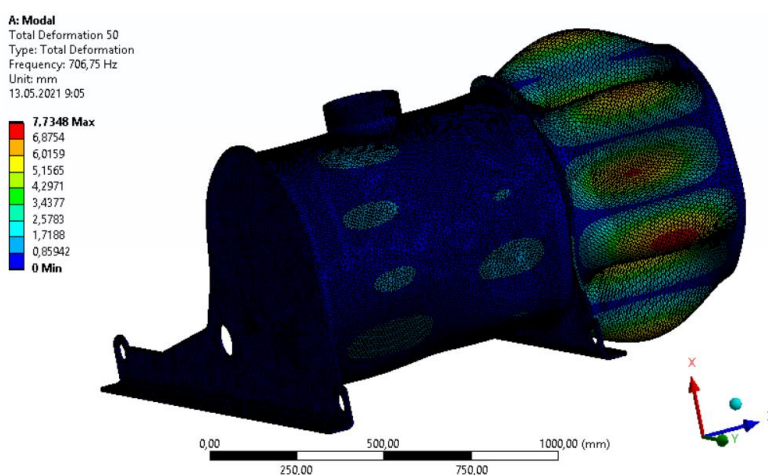
Frekvence $f = \{18; 30; 36; 42; 45; 48; 60\}f_{ot}$ jsou blízké rezonančním frekvencím pláště výstupního tlumiče. Vlastní tvary jsou zřejmé z obr. 61 až obr. 75.



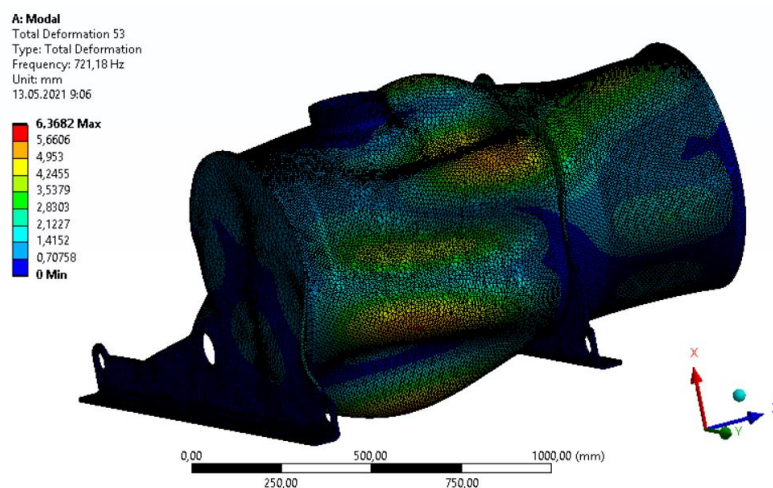
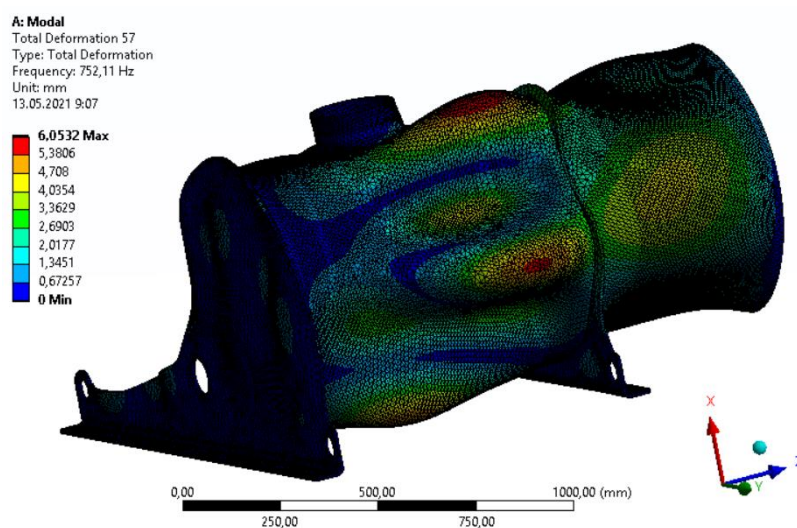
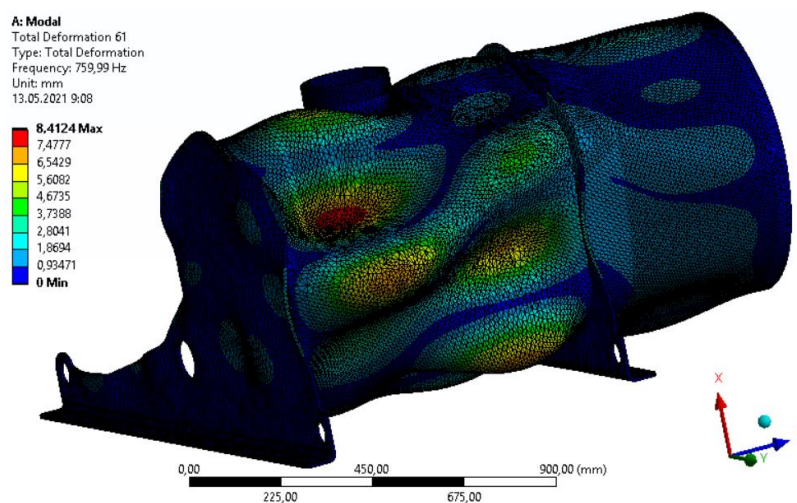
Obr. 61: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 410$ Hz

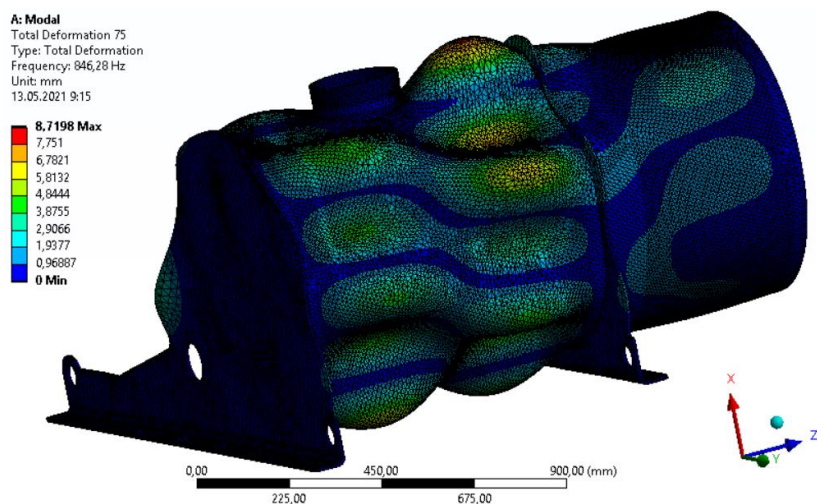
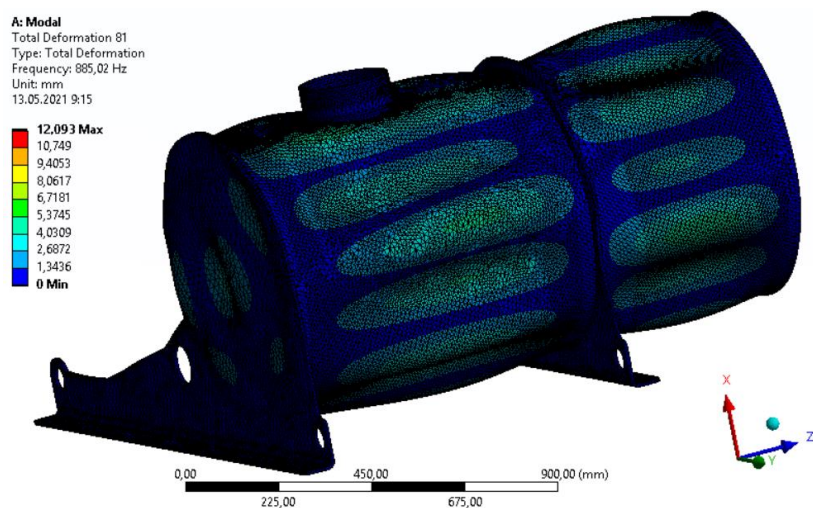
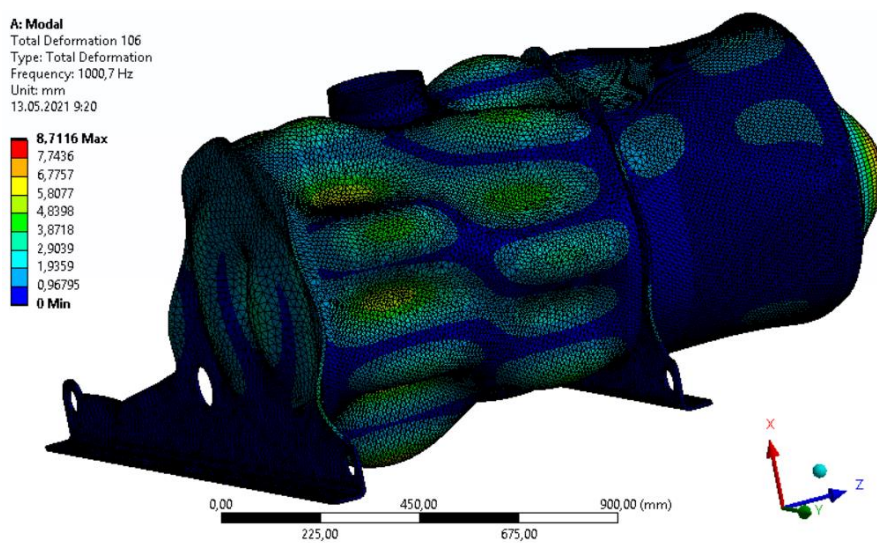


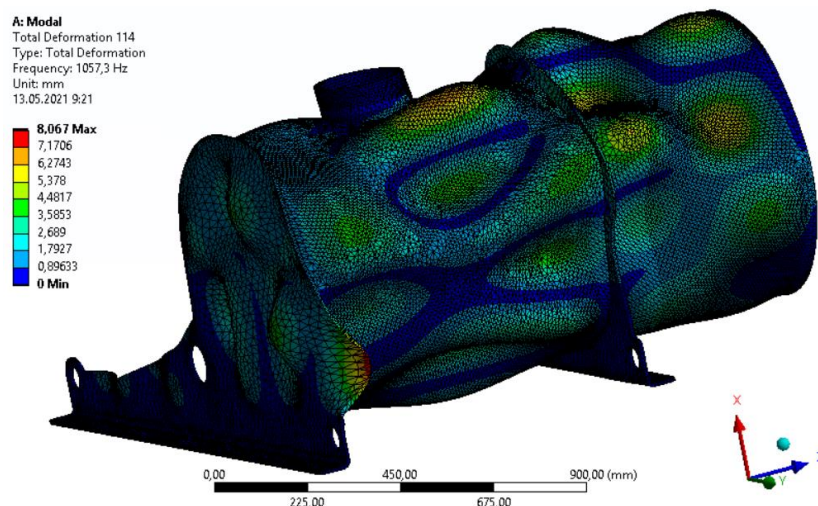
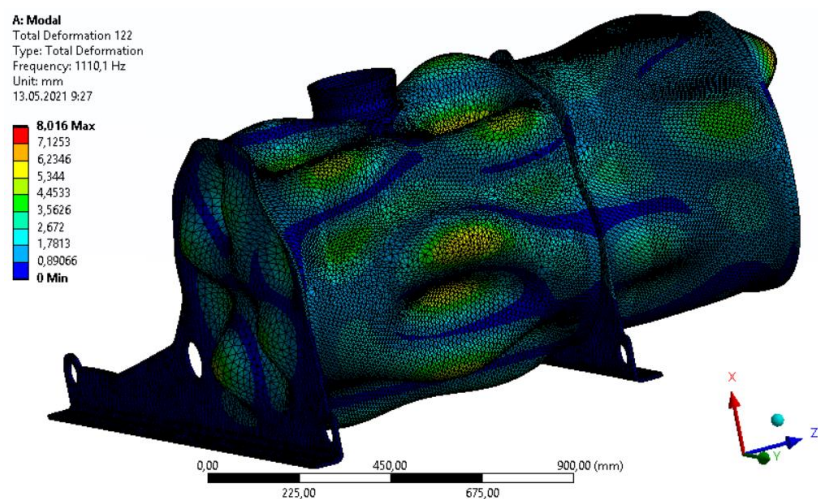
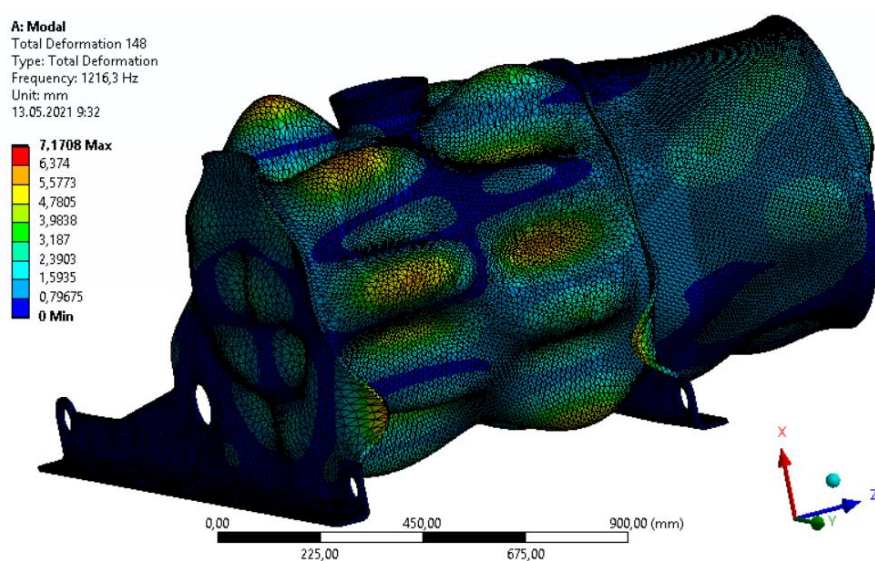
Obr. 62: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 446$ Hz

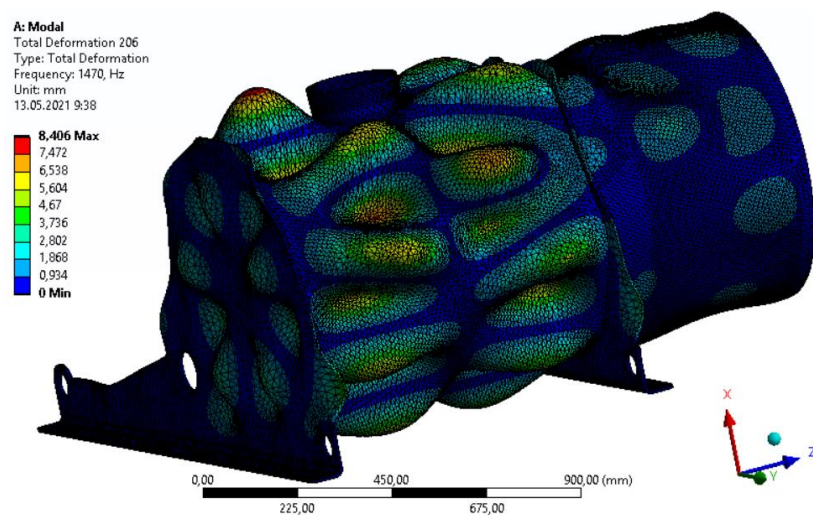
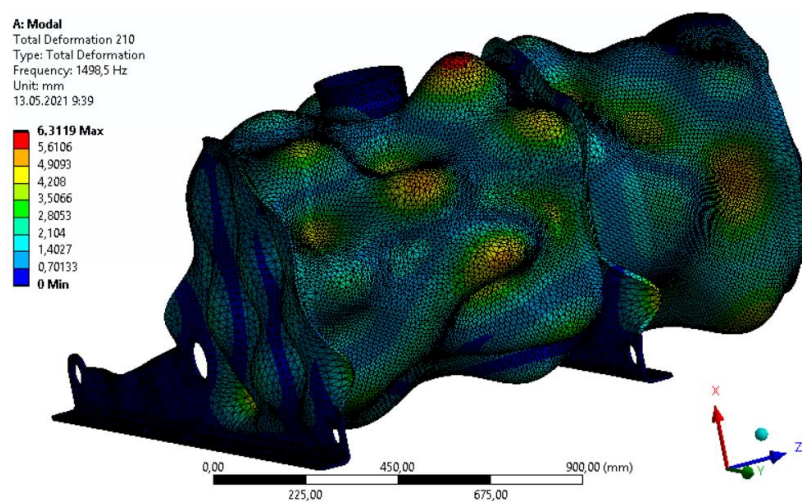
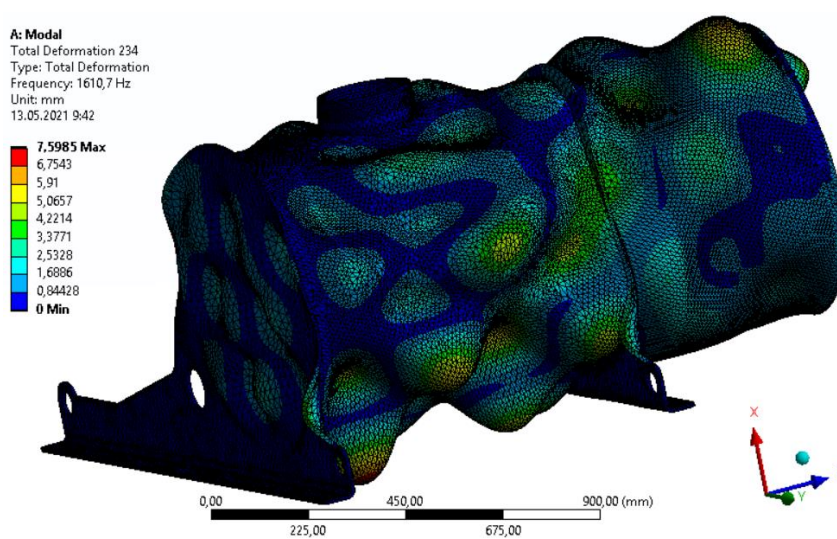


Obr. 63: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 707$ Hz

Obr. 64: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 721$ HzObr. 65: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 752$ HzObr. 66: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 760$ Hz

Obr. 67: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 846$ HzObr. 68: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 885$ HzObr. 69: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1001$ Hz

Obr. 70: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1057$ HzObr. 71: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1110$ HzObr. 72: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1216$ Hz

Obr. 73: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1470$ HzObr. 74: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1499$ HzObr. 75: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1611$ Hz

9 Návrh opatření pro snížení hluku

9.1 Antivibrační nátěr krytu řemenic

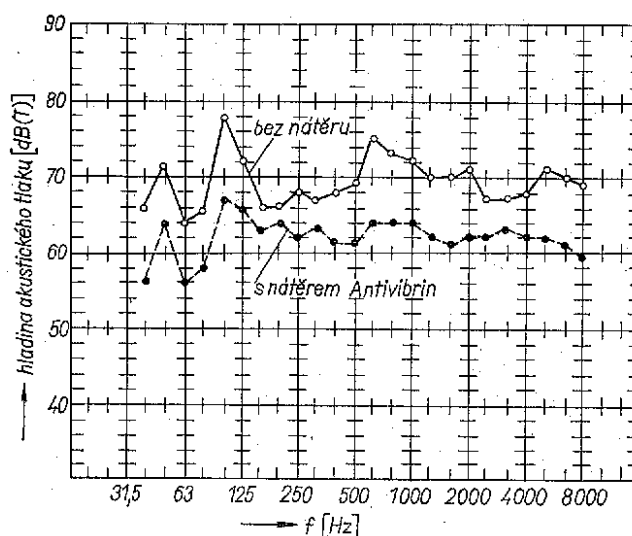
Na základě měření vibrací bylo zjištěno, že kryt řemenic je dominantním zdrojem frekvenčních složek $f = \{6; 30\}f_{ot} \cong \{147; 735\}$ Hz.

Kryt je vyroben z plechu o tloušťce 1,5 mm a jeho rozměry jsou přibližně 1400 x 430 x 150 mm (viz obr. 76). Je obecně známo, že tenkostěnné a relativně rozměrné konstrukce jsou charakteristické velkým počtem (zejména ohybových) vlastních frekvencí, a jim odpovídajících vlastních tvarů. Pro zmírnění chvění plechů o tloušťkách $t < 2,5$ mm se používají antivibrační nátěry. [13] Při ohybových kmitech natřeného plechu, vlivem vnitřního tlumení nátěru, dochází k maření většího množství energie, než je vyzářeno do okolního prostředí.



Obr. 76: Kryt řemenic – žlutě

Na základě výše uvedeného, je navrhovaným opatřením pro snížení hluku krytu řemenic realizace antivibračního nátěru (dle zásad v kapitole 17.3 publikace [13]). Na obr. 77 je porovnání hladiny akustického tlaku vyzařované tenkostěnnou součástí (dražovací kotlík) před nanesením antivibračního nátěru a po něm.



Obr. 77: Vliv použití antivibračního nátěru na vyzařovaný hluk [12]

9.2 Modifikace stávajícího vstupního tlumiče

Jak bylo uvedeno v podkapitole 5.4.6, u Rootsových dmychadel lze očekávat ve frekvenčním spektru zvuku násobky otáčkové frekvence dělitelné šesti. V závislosti na provozních otáčkách dmyhadla (viz podkapitola 5.4) lze tedy očekávat frekvence dle tab. 11.

Tab. 11: Násobky otáčkové frekvence a jim příslušné frekvenční intervaly

Násobek otáčkové frekvence	Příslušný frekvenční interval [Hz]	Střední frekvence intervalu [Hz]
6	100-180	140
12	200-360	280
18	300-540	420
24	400-720	560
30	500-900	700

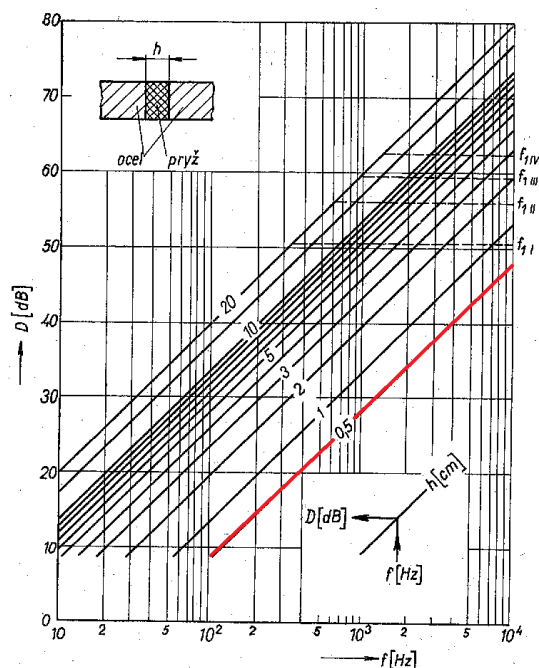
Frekvence, pro které přenosový útlum nabývá nejvyšších hodnot (viz lokální maxima na obr. 48), přibližně odpovídají středním frekvencím příslušných frekvenčních intervalů v tab. 11.

Na základě této skutečnosti, z hlediska přenosového útlumu, lze považovat stávající podobu vstupního tlumiče za uspokojivou.

Na základě měření vibrací bylo zjištěno, že dominantním zdrojem frekvenční složky hluku $f \cong 294$ Hz a $f \cong 370$ Hz je kryt vstupního tlumiče. Na základě modální analýzy, provedené v podkapitole 8.3.1, bylo zjištěno, že jedna z vlastních frekvencí krytu je blízká budicí frekvenci $f \cong 370$ Hz.

Prvním navrženým opatřením pro snížení hluku je zvětšení tloušťky plechu (krytu) o 1 mm se záměrem posunout vlastní frekvence mimo budicí frekvence. Zvětšení tloušťky krytu sice má příznivý vliv na posun původní vlastní frekvence $f \cong 370$ Hz, ale jiná vlastní frekvence je výrazně blíže frekvenci $f \cong 294$ Hz (viz příloha 2). Změna tloušťky krytu tedy není vhodným řešením.

Vzhledem ke způsobu uchycení krytu vstupního tlumiče (viz obr. 44) – pouze jedním šroubem uprostřed – je navrženo pokrýt vnitřní plochu krytu např. vrstvou pryžové fólie (uvažováno $h = 5$ mm). Dle obr. 78 z publikace [13] by taková vrstva mohla zvýšit přenosový útlum pro frekvence $f = (100-500)$ Hz o 10 až 20 dB.



Obr. 78: Přenosový útlum pro různé tloušťky pryžové vložky v ocelové konstrukci [13]

Co se týče válcového pláště sací komory vstupního tlumiče, není dobře možné provést změny rozměrů, protože plášť je k tlumiči přivařen.

Pro snížení vibrací válcového pláště, a tím i akustické energie přenášené do okolí, je navrženo vyplnění prostoru mezi vnitřní a vnější válcovou plochou (viz obr. 79)

- minerální vatou
- kamennou vatou

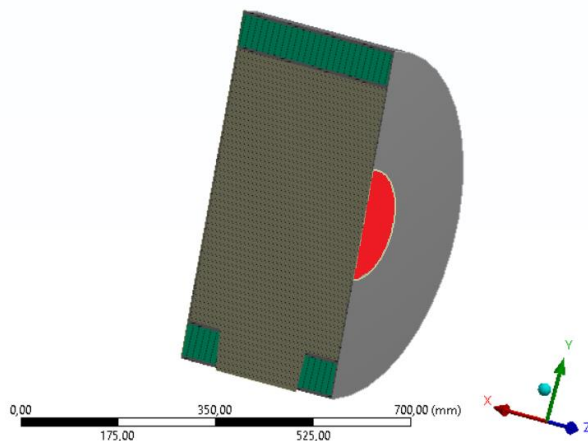


Obr. 79: Sací komora vstupního tlumiče

Pro zjištění, zda navržená opatření budou mít příznivý vliv, je realizován výpočet hladiny akustického tlaku vyzařované sací komorou vstupního tlumiče (ve frekvenční oblasti).

Model geometrie (zřejmý z obr. 80) zahrnuje:

- geometrii sací komory vstupního tlumiče (na obr. 80 šrafována šedě)
- objem proudícího média – vzduchu (na obr. 80 šrafován oranžově)
- objem vzduchu (dále zvukopohltivého materiálu) mezi vnitřní a vnější válcovou plochou (na obr. 80 šrafován zeleně)

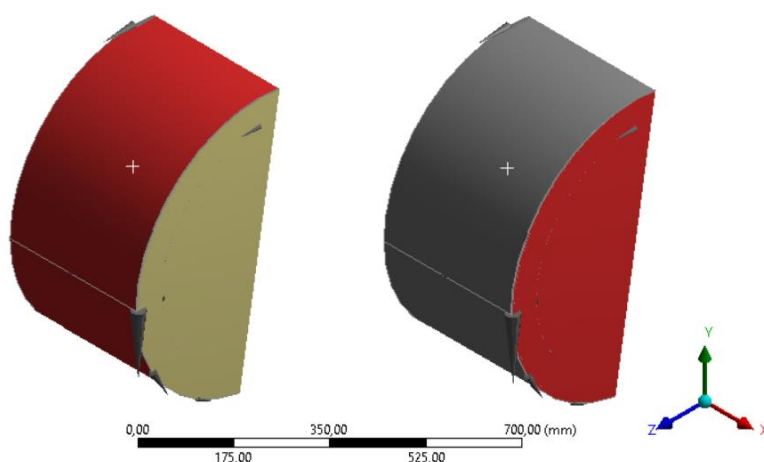


Obr. 80: Model geometrie sací komory vstupního tlumiče

Maximální velikost prvku je zvolena $l_{max} = 19$ mm, stejně jako v podkapitole 8.1. Konečnoprvková síť obsahuje 60 783 kvadratických prvků (tetraedry) a 89 973 uzlů.

Buzení je realizováno na vstupu do sací komory (červeně na obr. 80) akustickou rychlostí $v_a = 0,282 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$, která odpovídá akustickému tlaku $p_a = 1,17 \cdot 10^{-1} \text{ Pa}$. Jeho hodnota byla zjištěna v rámci výpočtu přenosového útlumu v podkapitole 8.1 a odpovídá průměrné hodnotě (aritmetický průměr) akustického tlaku (ve sledovaném intervalu $f = (0 - 3000) \text{ Hz}$) vstupujícím do sací komory vstupního tlumiče.

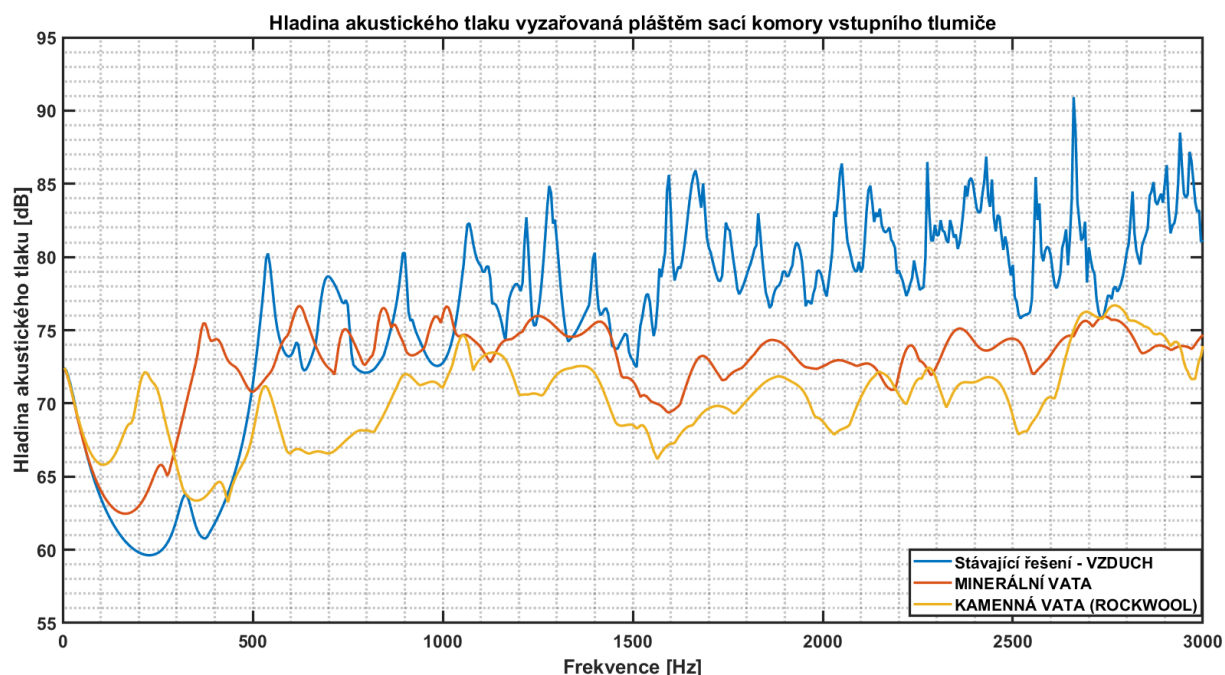
Pro příslušné materiály jsou vypočítány frekvenční závislosti vyzařované hladiny akustického tlaku, a to v místech dle obr. 81.



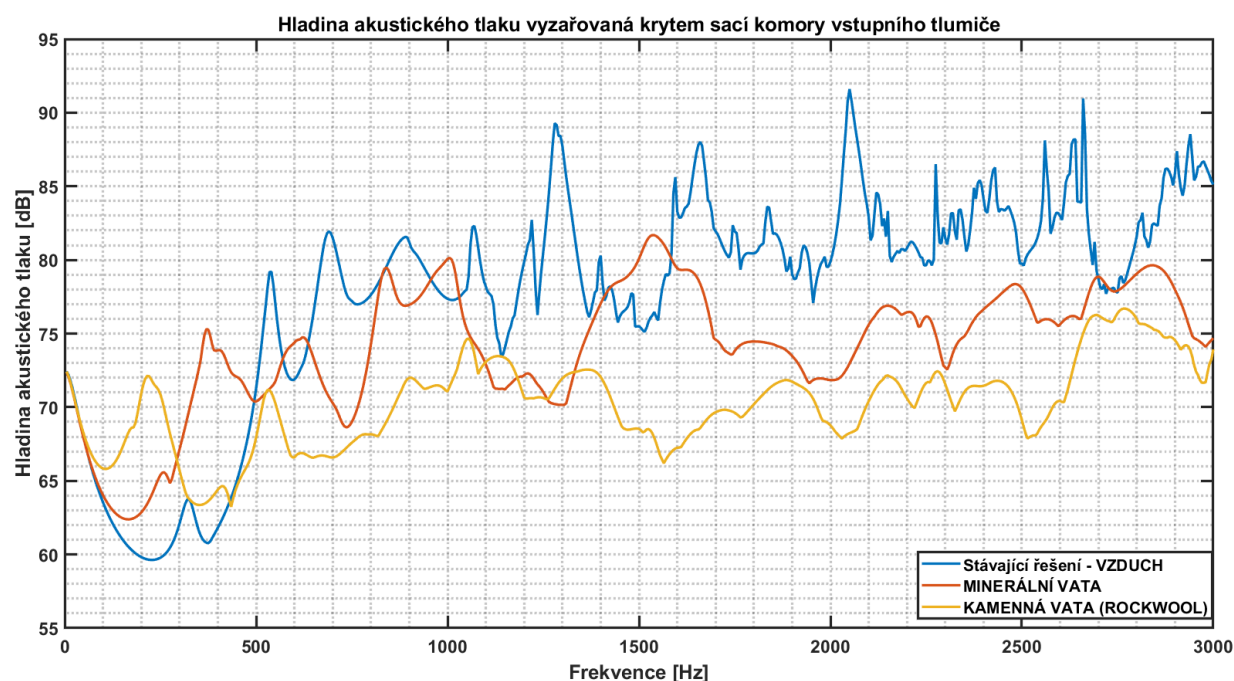
Obr. 81: Vyšetřované plochy – hladina akustického tlaku

Na obr. 82 a obr. 83 jsou frekvenční charakteristiky porovnávající jednotlivé varianty se stávajícím stavem (=bez jakékoliv izolace). Nutno poznamenat, že vypočtené hodnoty hladiny akustického tlaku nemusí odpovídat reálným (naměřeným) hodnotám. Podstatnou

informací z výpočtu je rozdíl hladin akustických tlaků pro různé zvukopohltivé materiály oproti stávajícímu stavu.



Obr. 82: Frekvenční závislost hladiny akustického tlaku – plášť sací komory



Obr. 83: Frekvenční závislost hladiny akustického tlaku – kryt sací komory

Z obr. 82 a obr. 83 je zřejmé, že hladina akustického tlaku pro nízké frekvence ($f < 500$ Hz) nabývá nejnižších hodnot v případě stávajícího řešení.

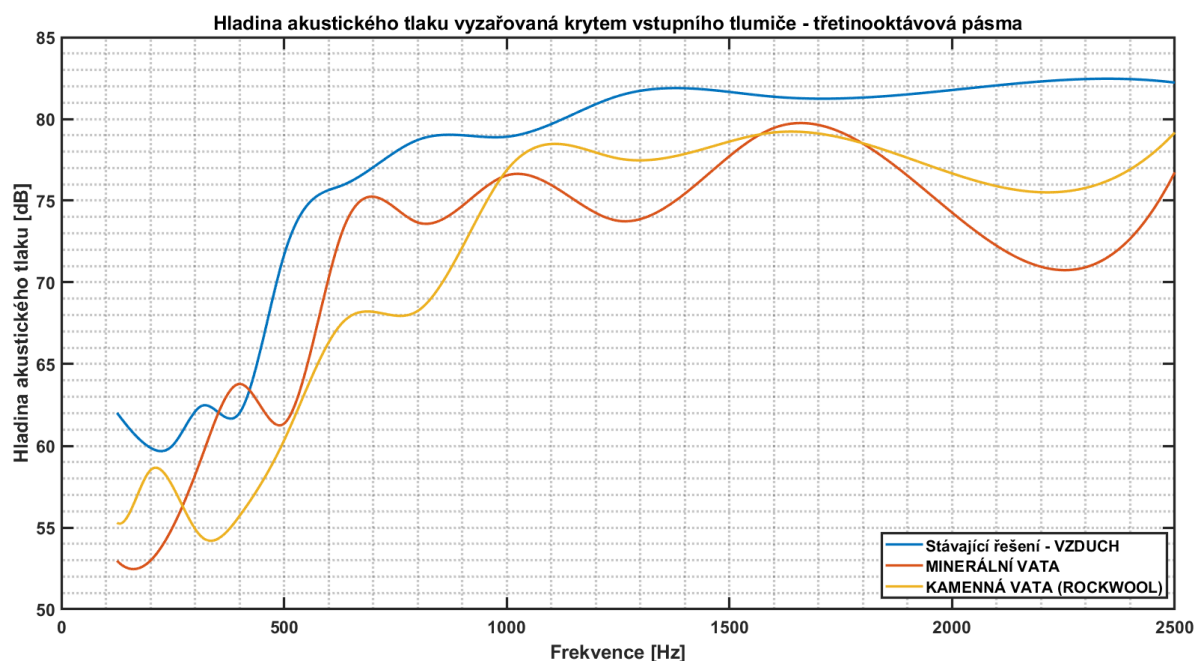
V tab. 12 jsou vypsány hodnoty vyzařované hladiny akustického tlaku v třetinooktávových pásmech, porovnávající stávající řešení a obě varianty se zvukopohltivými

materiály. Pro nízké frekvence ($f = (0-500)$ Hz) je rovněž uvažován vliv pryžové fólie (viz druhý odstavec podkapitoly 9.2).

Tab. 12: Hladina akustického tlaku ve třetinooktávových pásmech – vstupní tlumič

Střední frekvence [Hz]	Hladina akustického tlaku vyzařovaná krytem tlumiče [dB]		
	Stávající řešení	Minerální vata	Kamenná vata
125	62,02	52,97	55,29
160	60,83	52,46	56,29
200	59,88	52,98	58,51
250	60,03	55,03	57,51
315	62,44	59,29	54,43
400	62,01	63,79	55,71
500	71,67	61,36	60,33
630	75,93	73,05	67,50
800	78,71	73,67	68,25
1000	78,91	76,55	76,86
1250	81,41	73,77	77,59
1600	81,36	79,45	79,18
2000	81,77	74,27	76,67
2500	82,23	76,74	79,17

Na obr. 84 jsou vykresleny hodnoty hladin akustického tlaku (z tab. 12) ve třetinooktávových pásmech pro stávající řešení (=bez zvukopohltivého materiálu), minerální vatu a kamennou vatu.



Obr. 84: Hladina akustického tlaku vyzařovaná krytem vstupního tlumiče

Pro frekvence $f > 500$ Hz vyzařují čelní i válcová plocha sací komory méně hluku, v případě, že je vnitřní prostor vyplněn zvukopohltivým materiálem, než v případě stávajícího stavu. K podstatnému snížení vyzařovaného hluku dochází zejména ve vyšších frekvencích ($f > 1700$ Hz). Vzhledem k nejnižší hladině akustického tlaku ve frekvencích $f = (0-500)$ Hz, preferovaným zvukopohltivým materiálem je kamenná vata.

9.3 Modifikace stávajícího výstupního tlumiče

S přihlédnutím k frekvenčním složkám přítomným ve zvukovém spektru pro provozní stavy $p = (300-500)$ mbar (obr. 34 až obr. 36), výsledkům měření vibrací (obr. 41 až obr. 43) a frekvenční závislosti přenosového útlumu současného výstupního tlumiče, jsou stanoveny tyto dílčí cíle:

- zachovat maximální vnější rozměry tlumiče
- posunout původní lokální maximum $f = 330$ Hz přibližně k hodnotě $f \cong (400-470)$ Hz
- zvýšit přenosový útlum v intervalech $f \cong (800-1200)$ Hz a $f \cong (1400-1700)$ Hz
- zvýšit přenosový útlum pro nízké frekvence (dle vztahu (6.14))

Všechny tyto cíle by měly být splněny bez zhoršení nebo s minimálním zhoršením (do 3 dB) přenosového útlumu ve všech ostatních frekvenčních intervalech.

Samotný návrhový proces vycházel z poznatků získaných z publikace [13], o kterých je detailněji pojednáno v kapitole 6.

V tab. 13 jsou vypsány jednotlivé návrhy pro úpravu rozměrů. Příslušné rozměrové úpravy jsou vždy vztaženy ke stávajícím rozměrům výstupního tlumiče.

Tab. 13: Návrhy pro úpravu rozměrů výstupního tlumiče

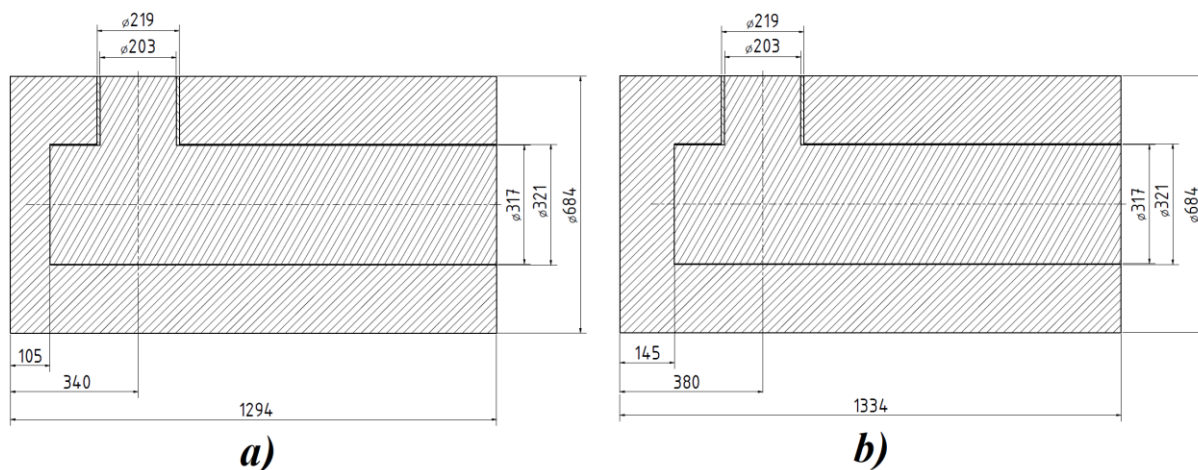
Návrh č.	Příslušná rozměrová úprava	Záměr
1	zkrácení slepého konce děrované trubky o 40 mm	posun 1. lokálního maxima k frekvenci $f \cong 400$ Hz
2	zkrácení slepého konce děrované trubky o 150 mm	posun 1. lokálního maxima k co nejvyšší frekvenci
3	zúžení děrované trubky o 97 mm (z toho vyplývající větší tloušťka akustické izolace po obvodu)	zvýšení přenosového útlumu v oblasti $f \cong (0-200)$ Hz
4	odstranění slepého konce, změna průměru a tloušťky vnitřní děrované trubky	posun 1. lokálního maxima k co nejvyšší frekvenci
5	zkrácení slepého konce o 60 mm a zúžení děrované trubky o 57 mm	posun 1. lokálního maxima k frekvenci $f \cong 440$ Hz
6	zkrácení slepého konce o 60 mm a zúžení děrované trubky o 97 mm (z toho vyplývající větší tloušťka akustické izolace)	posun 1. lokálního maxima k frekvenci $f \cong 440$ Hz; zvýšení přenosového útlumu v oblasti $f \cong (0-200)$ Hz

9.3.1 Návrh č. 1

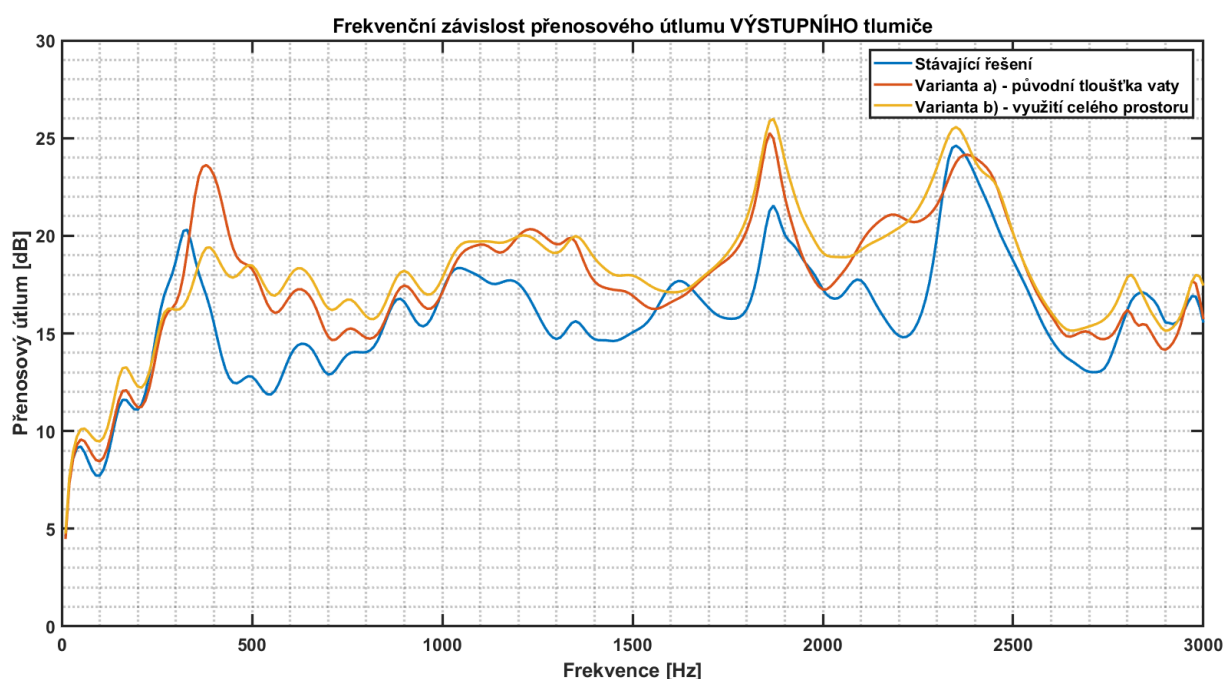
Pro návrh č. 1 (obr. 85) byly vypočteny přenosové útlumy pro následující varianty:

- a) rozměr tloušťky vaty ve slepé části tlumiče zachován (=zkrácení celkové délky tlumiče)
- b) využití prostoru vzniklého po zkrácení slepého konce děrované trubky

Na obr. 86 jsou porovnány přenosové útlumy stávajících rozměrů a obou variant návrhu č. 1.



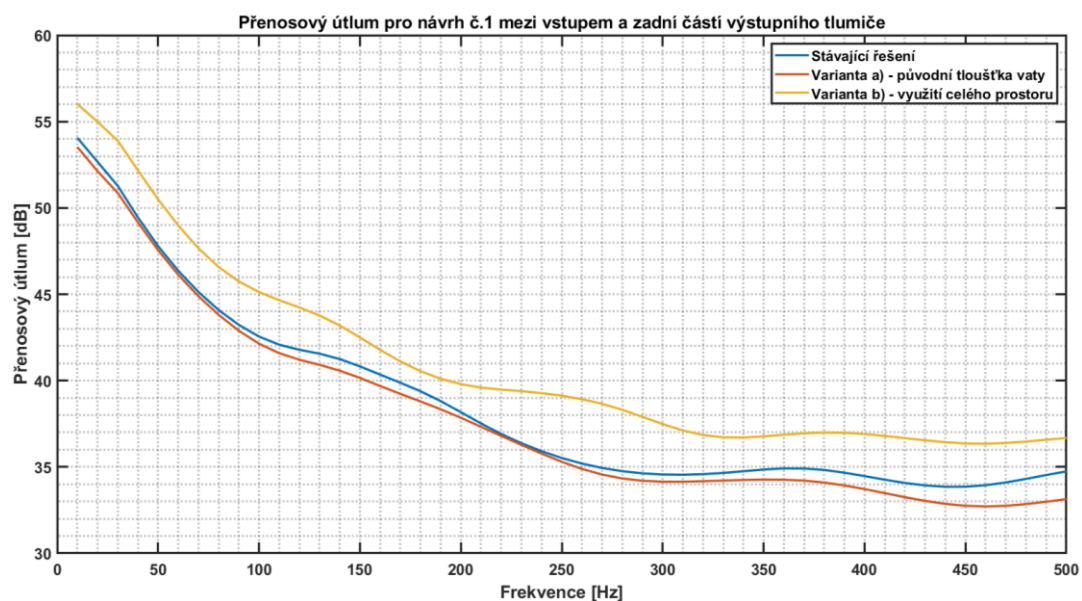
Obr. 85: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 1



Obr. 86: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 1

Dle původního záměru došlo k posunu prvního lokálního maxima k frekvenci $f \cong 400$ Hz. Pro frekvence ležící v intervalu $f \cong (350-800)$ Hz je přenosový útlum podstatně vyšší oproti stávajícímu řešení (až 5,7 dB pro $f = 440$ Hz). Navíc ve frekvenčním intervalu $f \cong (1000-1900)$ Hz došlo k nezanedbatelnému zvýšení přenosového útlumu (až 4,5 dB pro $f = 1300$ Hz). Pro ostatní frekvence je přenosový útlum srovnatelný, případně mírně vyšší, než u stávajícího řešení.

Pokud by navíc byla zachována celková délka tlumiče, a v důsledku toho se zvětšila tloušťka vrstvy zvukopohltivého materiálu ve slepém konci (varianta b) na obr. 86), lze očekávat nižší hladiny hluku způsobené vyzařováním zadní části tlumiče (pozice 7 na obr. 40). Přenosový útlum mezi vstupem do tlumiče a zadní částí tlumiče je na obr. 87.



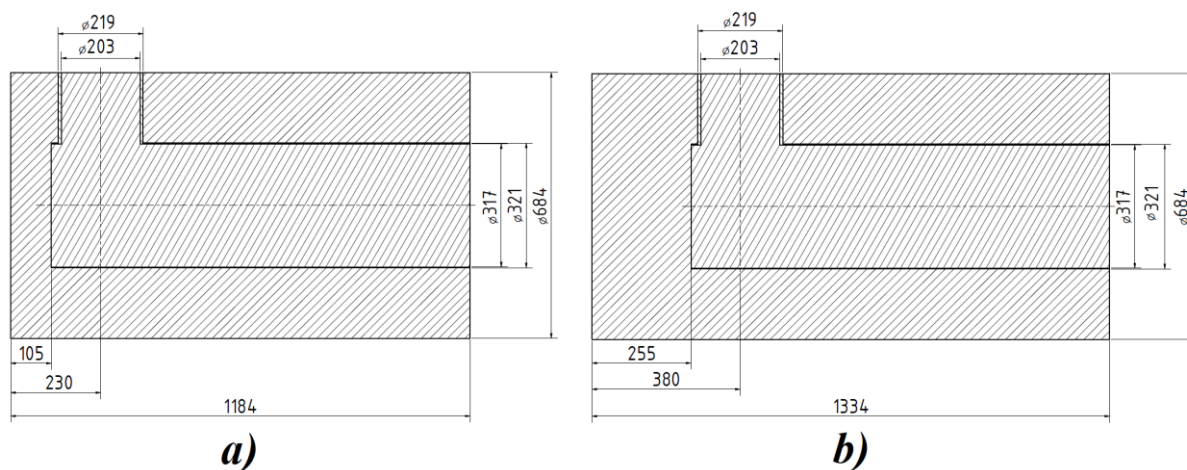
Obr. 87: Přenosový útlum mezi vstupem do tlumiče a zadní částí tlumiče – návrh č. 1

Na základě výše uvedených skutečností považuji návrh č. 1 za přijatelný.

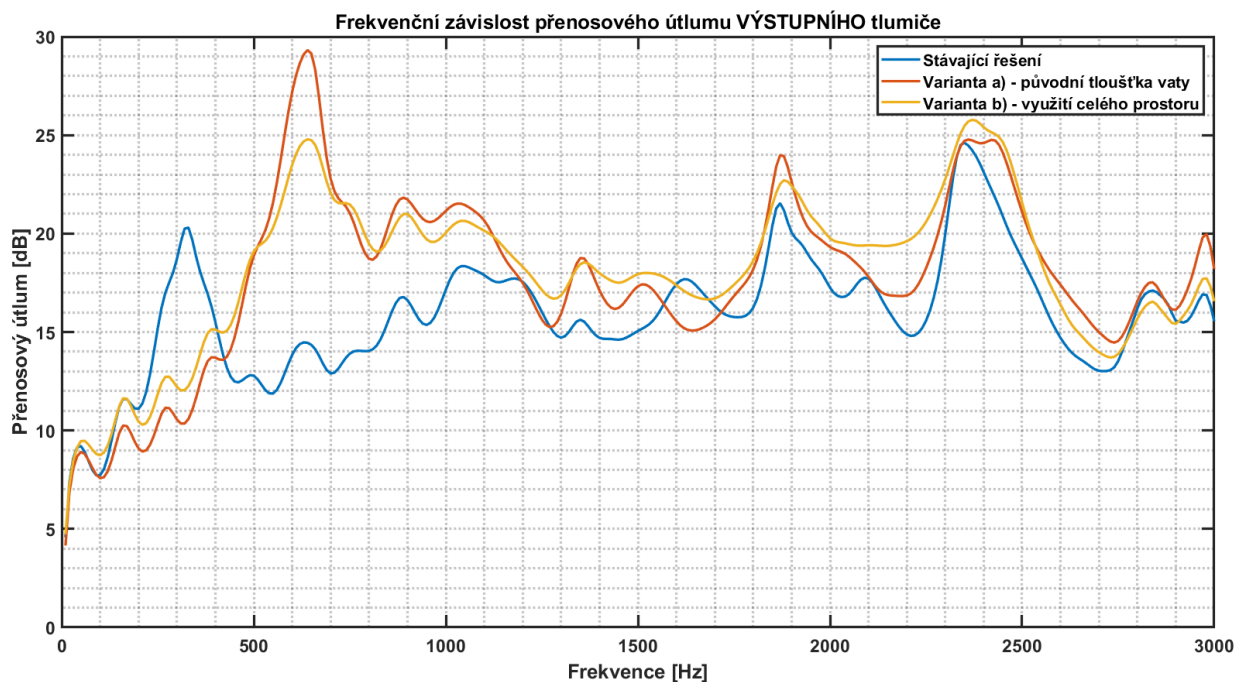
9.3.2 Návrh č. 2

Podobně jako u návrhu č. 1 byly provedeny výpočty pro dvě varianty, zřejmé z obr. 88:

- rozměr tloušťky vaty ve slepé části tlumiče zachován (=zkrácení celkové délky tlumiče)
- využití prostoru vzniklého po zkrácení slepého konce děrované trubky

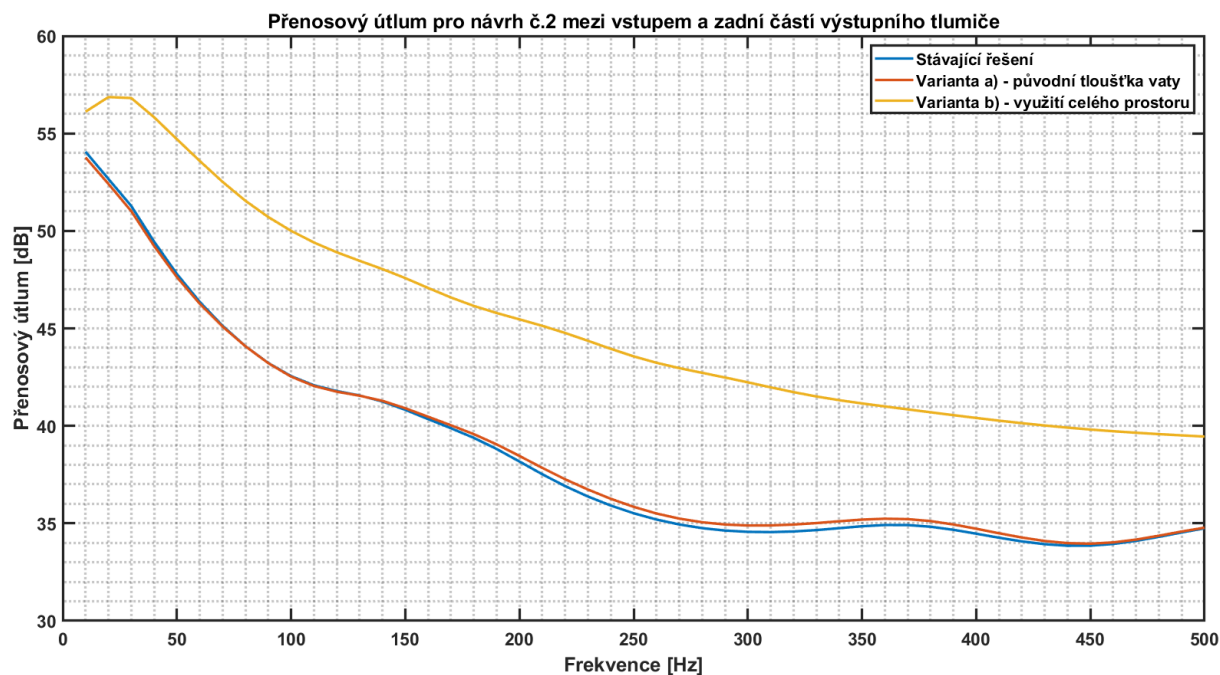


Obr. 88: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 2



Obr. 89: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 2

Z obr. 90 je patrné podstatné zvýšení přenosového útlumu (průměrně 6,6 dB oproti stávajícímu řešení) mezi vstupem do tlumiče a jeho zadní částí.



Obr. 90: Přenosový útlum mezi vstupem do tlumiče a zadní částí tlumiče – návrh č. 2

Na základě obr. 90 a cíle (zvýšení přenosového útlumu v oblasti nízkých frekvencí) uvedeného na začátku podkapitoly 9.3 bude dále uvažována varianta b).

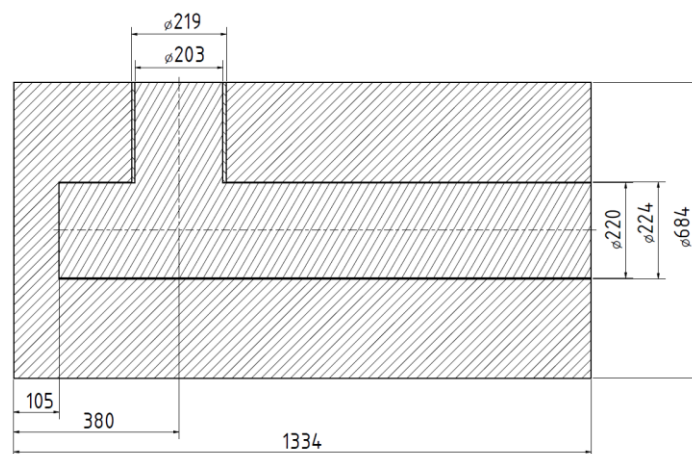
Z obr. 89 – oproti stávajícímu řešení – je zřejmý posun prvního lokálního maxima směrem k vyšším frekvencím (vlivem zkrácení slepého konce). V oblasti nižších frekvencí $f \cong (0 - 400)$ Hz dochází k zhoršení přenosového útlumu (téměř 8 dB pro $f \cong 330$ Hz).

Avšak primárním zdrojem nízkofrekvenčního hluku byla určena zadní část výstupního tlumiče (pozice 7 na obr. 40). V důsledku zkrácení slepého konce vnitřní trubky došlo k více než dvojnásobnému zvětšení tloušťky zvukopohltivého materiálu zadní části. Lze tedy očekávat nižší hladiny vibrací i hluku v oblasti nízkých frekvencí (viz obr. 90).

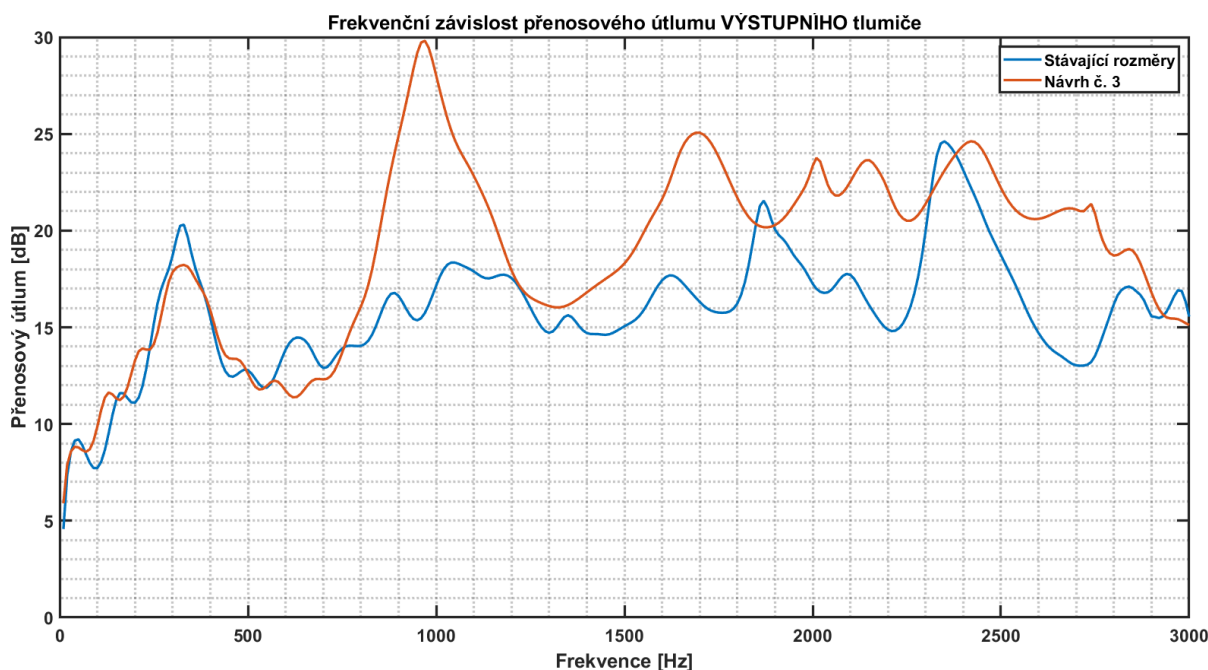
V oblasti středních a vyšších frekvencí je přenosový útlum srovnatelný, případně vyšší, v intervalu $f \cong (400-1200)$ Hz dokonce výrazně vyšší (až o 10 dB pro $f \cong 640$ Hz).

Na základě výše uvedených skutečností považují návrh č. 2 za přijatelný. Vzhledem k vyšším hodnotám přenosového útlumu v nízkých frekvencích je preferována varianta b).

9.3.3 Návrh č. 3



Obr. 91: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 3



Obr. 92: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 3

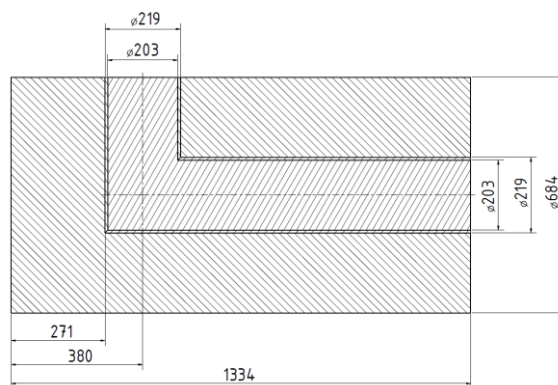
Z obr. 92 je zřejmé nepatrné zvýšení přenosového útlumu v intervalu $f \cong (60-200)$ Hz, a to z důvodu zvětšení tloušťky vrstvy zvukopohltivého materiálu v důsledku zmenšení průměru potrubí. Rovněž je patrné výrazné zvýšení přenosového útlumu v intervalu

$f \cong (800-1200)$ Hz, a to pravděpodobně z důvodu „několikanásobné“ destruktivní interference zvukových vln (až 15 dB pro $f \cong 970$ Hz). Charakteristický rozměr dle vztahu (6.5) pro frekvenci $f \cong 970$ Hz je $l \cong 96$ mm, což je rozměr téměř totožný s poloměrem vstupní vertikální trubky, je velmi blízko poloměru vnitřní (horizontální) děrované trubky a trojnásobek $3l \cong 288$ mm, což je rozměr velmi blízký rozměru slepého konce. U ostatních frekvencí je přenosový útlum srovnatelný nebo vyšší oproti stávajícímu řešení.

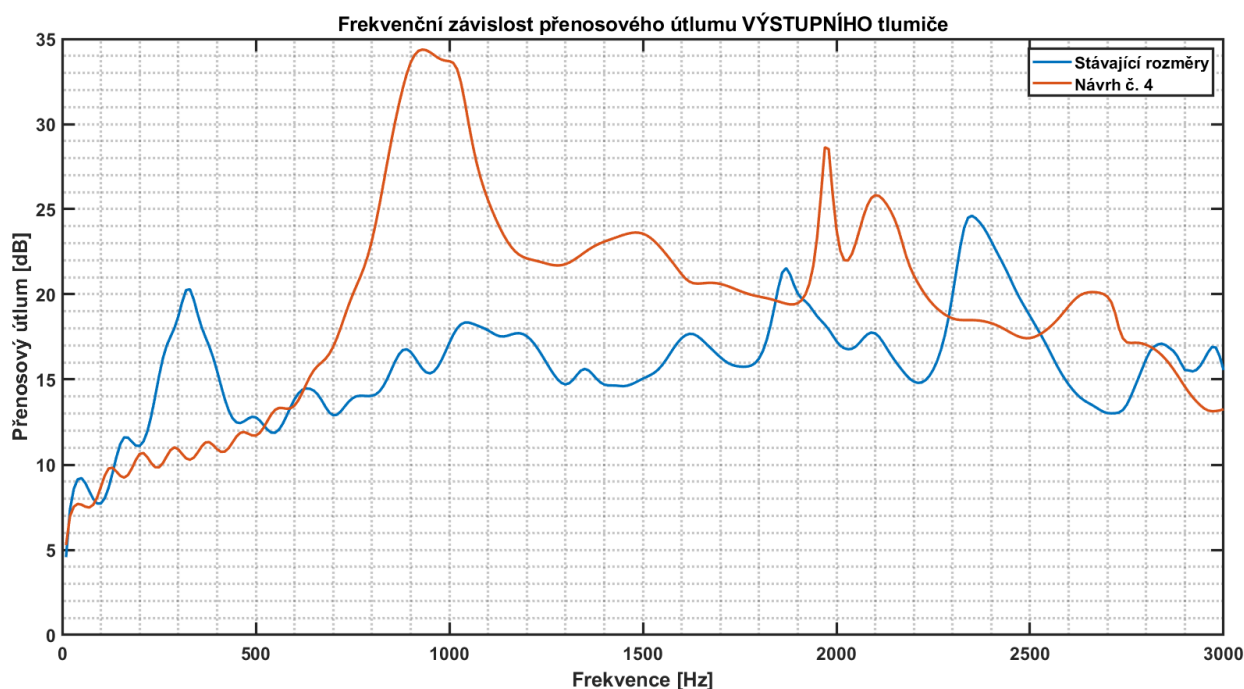
Protože u této varianty byl podstatně zmenšen světlý průměr potrubí, je vhodné ověřit, zda nedojde ke změně charakteru proudění média. To lze provést relativně jednoduše pomocí stanovení Reynoldsova čísla. Pro stávající řešení vychází Reynoldsovo číslo $R_1 = 1,59 \cdot 10^5$, pro návrh č. 3 $R_2 = 2,30 \cdot 10^5$. Oba případy ukazují na turbulentní proudění, a jejich hodnota je řádově srovnatelná. Vliv změny průměru potrubí na charakter proudění je tedy nepodstatný.

Na základě výše uvedených skutečností považuji návrh č. 3 za přijatelný.

9.3.4 Návrh č. 4



Obr. 93: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 4

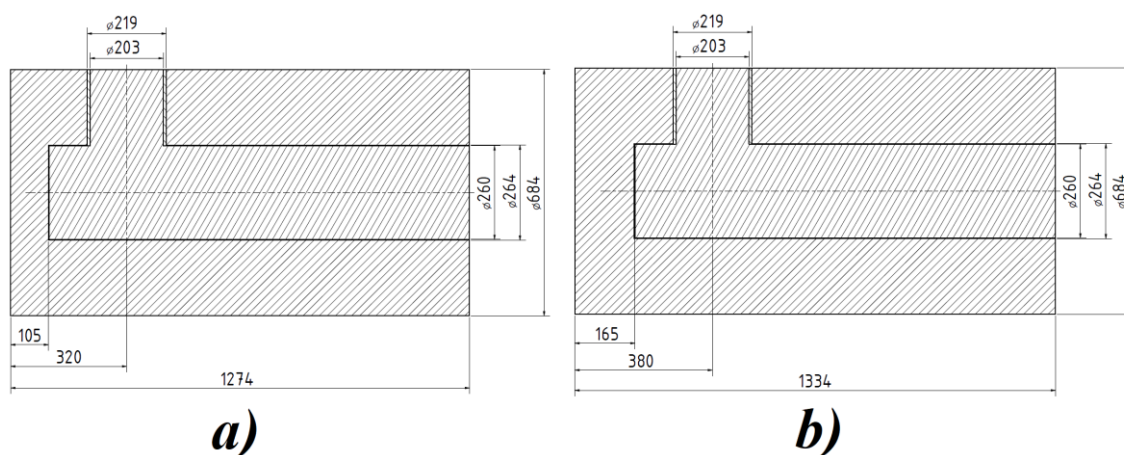


Obr. 94: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 4

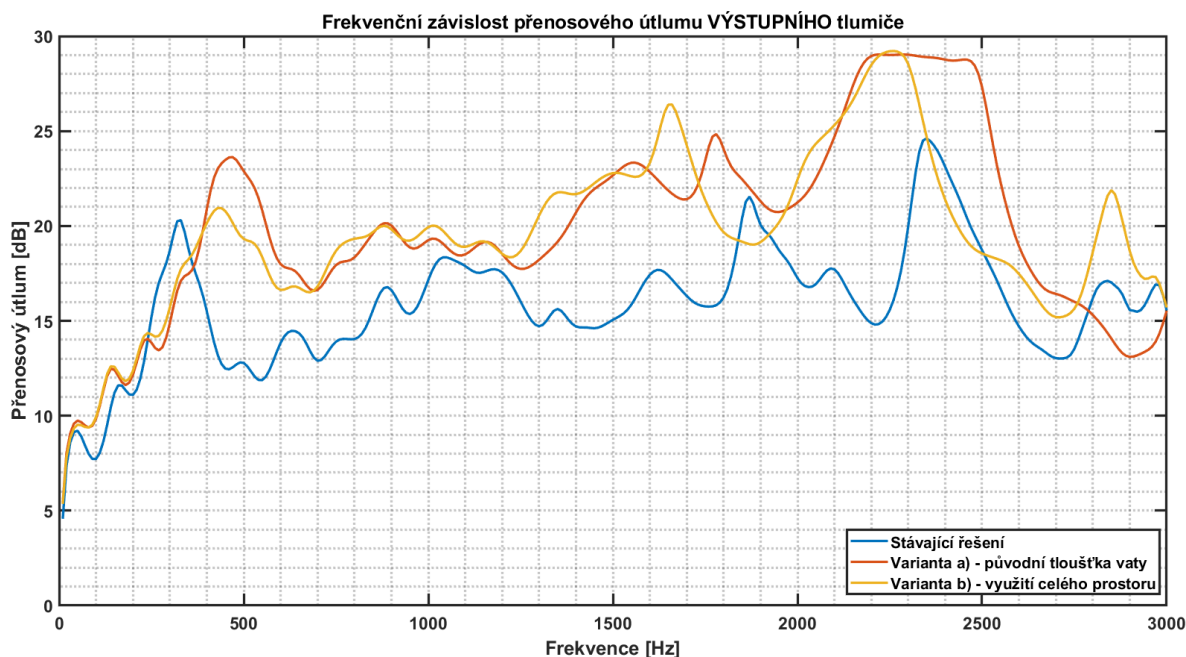
Z obr. 94 je zřejmé první lokální maximum, jehož frekvence odpovídá charakteristickému rozměru $l \cong 100$ mm, což je téměř přesná hodnota poloměru potrubí. V intervalu $f \cong (640 - 1840)$ Hz dochází k velmi výraznému zvýšení přenosového útlumu (až 19 dB pro $f \cong 940$ Hz). Mírné zhoršení nastává v intervalu $f \cong (2300-2500)$ Hz a dále pak od $f \cong 2820$ Hz. Podstatné je rovněž zhoršení v intervalu $f \cong (0-500)$ Hz (téměř 10 dB pro $f \cong 330$ Hz). Avšak primárním zdrojem nízkofrekvenčního hluku $f = \{6; 12\}f_{ot}$ byla určena zadní část výstupního tlumiče (pozice 7 na obr. 40). V důsledku odstranění slepého konce vnitřní trubky u návrhu č. 4 došlo k více než dvojnásobnému zvětšení tloušťky zvukopohltivého materiálu právě v této zadní části (viz obr. 93). Lze tedy očekávat nižší hladiny vibrací i hluku v oblasti nízkých frekvencí, podobně jako u návrhu č. 1 (obr. 87) a návrhu č. 2 (obr. 90).

Na základě výše uvedených skutečností považuji návrh č. 4 s mírnými výhradami za přijatelný.

9.3.5 Návrh č. 5



Obr. 95: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 5

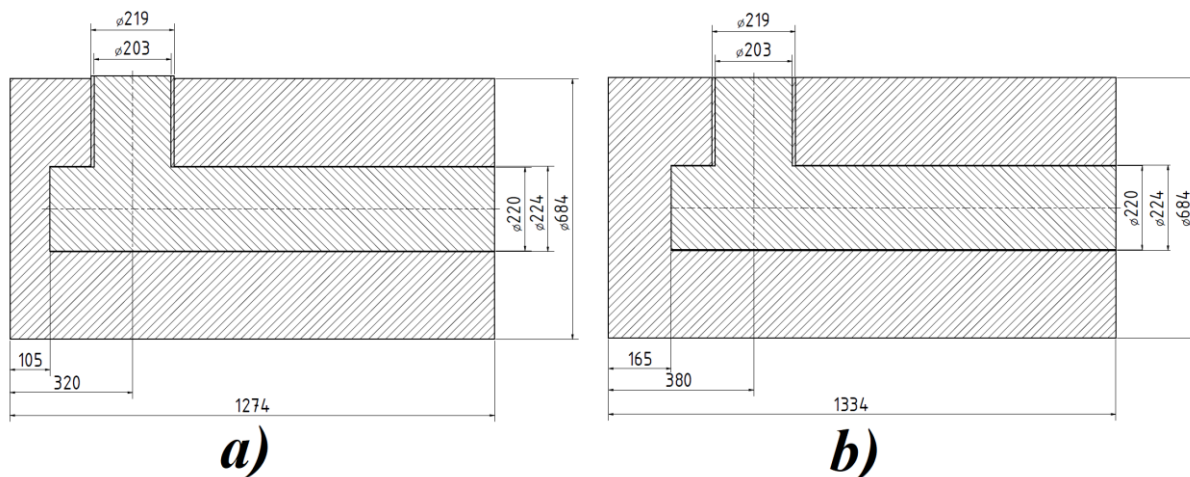


Obr. 96: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 5

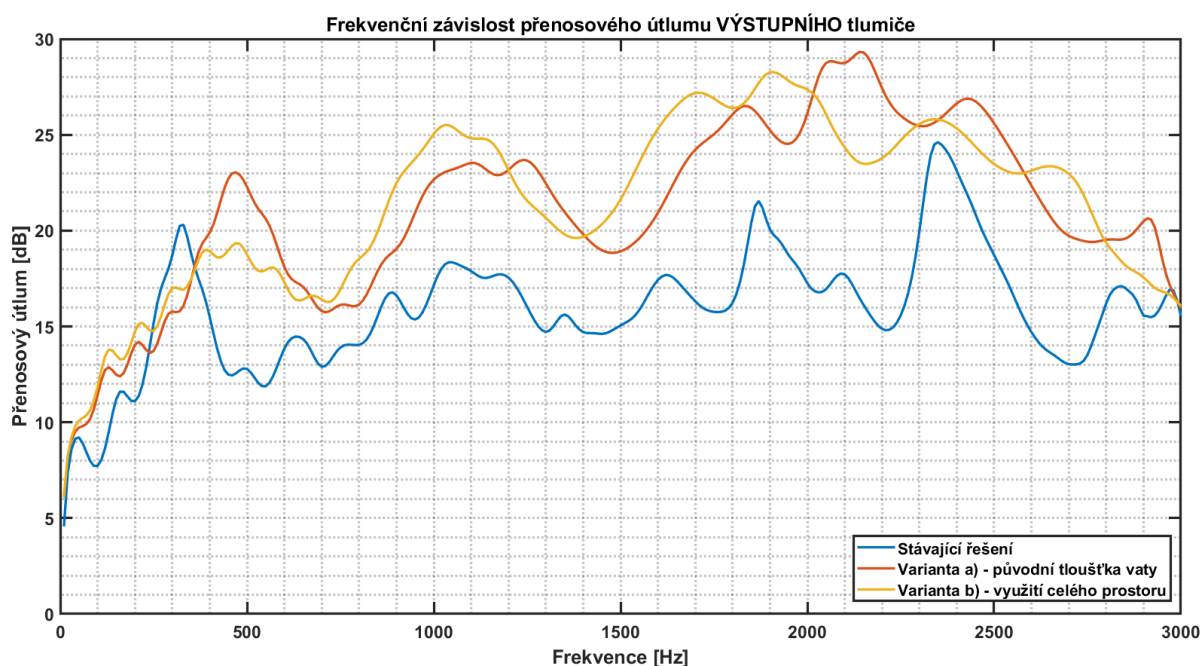
Z obr. 96 je patrný posun prvního lokálního maxima na hodnotu $f \cong 470$ Hz. Téměř v celém sledovaném frekvenčním intervalu došlo k výraznému zvýšení přenosového útlumu.

Na základě výše uvedeného považuji návrh č. 5 za velmi vhodný. K případné realizaci doporučuji variantu a).

9.3.6 Návrh č. 6



Obr. 97: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 6

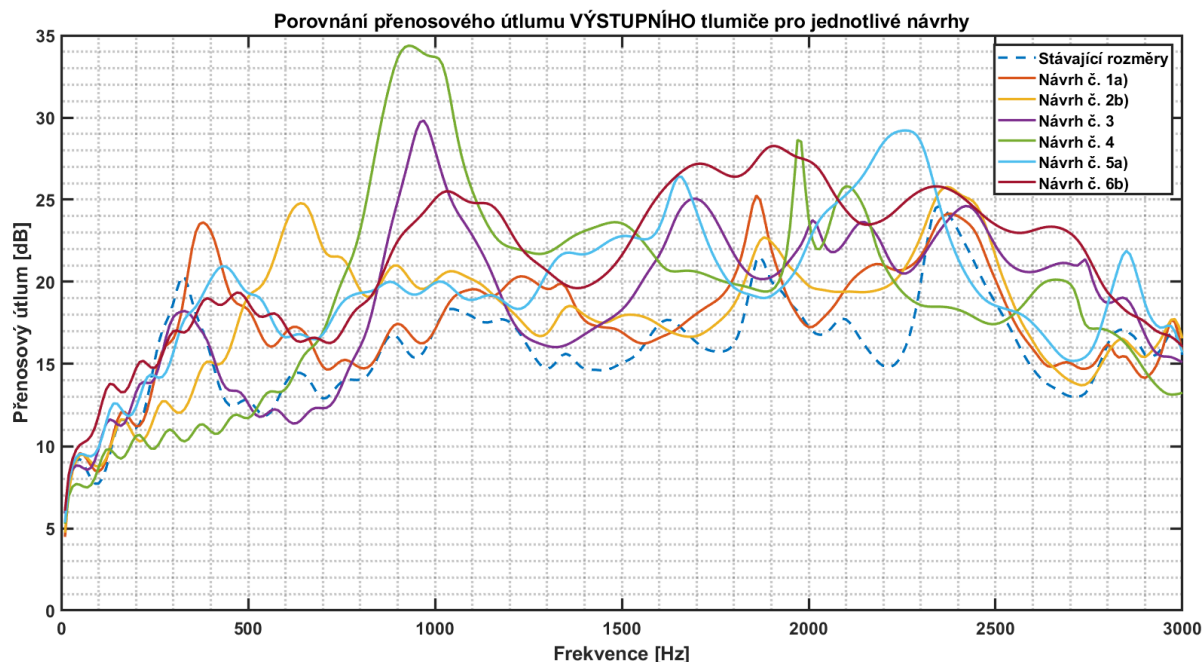


Obr. 98: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 6

Z obr. 98 je patrný posun prvního lokálního maxima na hodnotu $f \cong 470$ Hz. Téměř v celém sledovaném frekvenčním intervalu došlo k výraznému zvýšení přenosového útlumu.

Na základě výše uvedeného považuji návrh č. 6 za velmi vhodný. K realizaci doporučuji variantu b).

Na obr. 99 jsou vykresleny přenosové útlumy navržených rozměrových úprav, přičemž stávající řešení je vykresleno modrou, přerušovanou křivkou.



Obr. 99: Porovnání přenosových útlumů pro navržené rozměrové úpravy

9.4 Shrnutí návrhů protihlukových opatření

V této kapitole, na základě analýzy zvukového spektra a měření vibrací Rootsova dmyhadla, byly uvedeny návrhy opatření, vedoucí ke snížení jeho hluku. Pokud to bylo možné, jednotlivé návrhy byly ověřeny výpočty. Níže jsou shrnuty a vyhodnoceny jednotlivé návrhy protihlukových opatření týkající se krytu řemenic a obou tlumičů.

9.4.1 Kryt řemenic

Vzhledem k rozměrům krytu (zejména tloušťka plechu) byla navržena realizace antivibračního nátěru. Dle publikace [13] (viz obr. 77) by mělo dojít ke snížení vyzařované hladiny akustického tlaku v řádu jednotek dB v celém sledovaném frekvenčním intervalu.

9.4.2 Vstupní tlumič

Výpočet přenosového útlumu vstupního tlumiče ukázal, že z akustického hlediska (frekvenční závislost přenosového útlumu) je tlumič navržen uspokojivě.

Sací komora vstupního tlumiče byla určena dominantním zdrojem hluku o frekvencích $f = \{12; 15\}f_{ot} \cong \{294; 371\}$ Hz. Vzhledem ke způsobu uchycení krytu sací komory a zjištění jeho vlastních frekvencí, bylo navrženo pokrýt vnitřní plochu krytu vrstvou pryžové fólie. Dle publikace [13] by mělo dojít ke zvýšení přenosového útlumu ve frekvenčním intervalu $f = (100-500)$ o 10 až 20 dB oproti stávajícímu stavu.

Dalším navrženým opatřením bylo vyplnění válcového prostoru sací komory zvukopohltivým materiálem. Výpočet vyzařované hladiny akustického tlaku sací komory pro stávající řešení a pro zvukopohltivé materiály (obr. 82 a obr. 83) ukázal, že zvukopohltivé materiály sníží hladinu akustického tlaku frekvencí $f > 500$ Hz.

9.4.3 Výstupní tlumič

Na základě výpočtu přenosového útlumu stávajícího výstupního tlumiče, bylo stanoveno několik dílčích cílů a následně bylo navrženo několik rozměrových úprav výstupního tlumiče dle tab. 13. Primární snahou bylo posunout první lokální maximum přenosového útlumu přibližně na hodnotu $f \cong 470$ Hz (zkrácení slepého konce tlumiče) a zvýšit přenosový útlum v oblasti nízkých frekvencí (zvětšení tloušťky zvukopohltivého materiálu v zadní části tlumiče).

Jako nejvhodnější lze označit návrh 6b, neboť vykazuje zlepšení v celém sledovaném frekvenčním intervalu, nepočítaje interval $f \cong (230-360)$ Hz, kde je zhoršení přenosového útlumu maximálně 3 dB.

10 Závěr

Diplomová práce se zabývala hlukem a vibracemi Rootsových dmyhadel. Vlastní práce sestávala ze dvou částí – teoretické a praktické.

V první části byly popsány možné zdroje hluku a vibrací a rovněž vypočteny poruchové frekvence, které jsou charakteristické pro tyto pístové stroje. Dále byla rozebrána problematika reflexních a absorpčních tlumičů hluku.

V druhé části byla provedena analýza zvukového spektra pro různá provozní stlačení dmyhadla. Dále bylo provedeno měření zrychlení vibrací pomocí akcelerometru NI 9233. Hlavními zdroji hluku byly určeny aerodynamické pulzy dmyhadla, relativně velké, chvějící se plochy vstupního a výstupního tlumiče, kryt řemenic a synchronizační ozubené kolo. Frekvence hluku, způsobené aerodynamickými pulzy ve frekvenčním spektru zvuku, odpovídaly frekvencím $f = \{6; 12; 18; 30\}f_{ot} \cong \{148; 296; 444; 740\}$ Hz, frekvence hluku synchronizačního ozubeného kola odpovídala frekvenci $f = 60f_{ot} \cong 1480$ Hz.

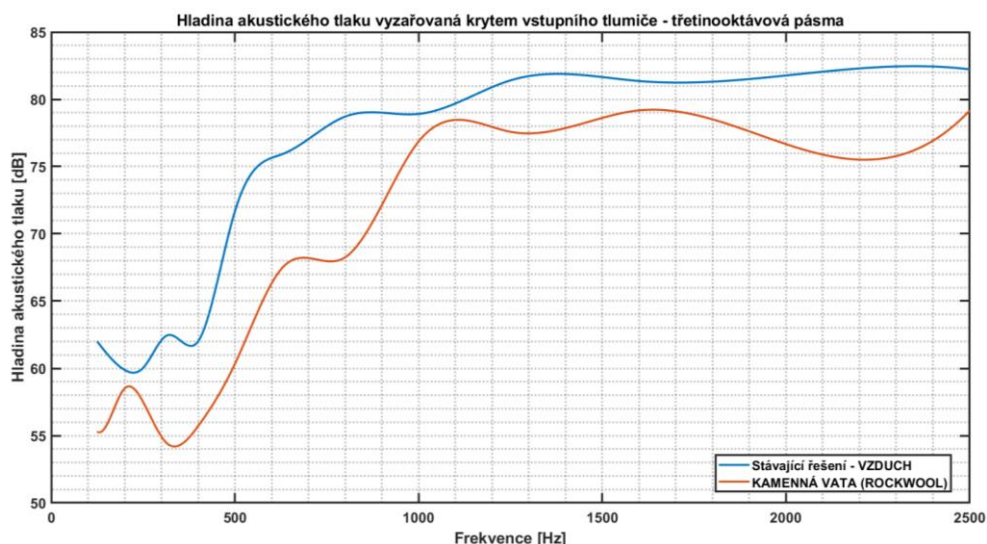
Pro zjištění vhodnosti stávajících protihlukových opatření byly vypočteny přenosové útlumy vstupního a výstupního tlumiče. Dále byly provedeny modální analýzy vybraných komponent.

U krytu řemenic, jakožto tenkostěnné a relativně rozměrné konstrukce, byla navržena realizace antivibračního nátěru dle zásad v kapitole 17.3 publikace [13].

U vstupního tlumiče bylo zjištěno, že frekvenční závislost přenosového útlumu je uspokojivá. Na základě měření vibrací a výpočtu modální analýzy sací komory vstupního tlumiče bylo zjištěno, že nízkofrekvenční hluk je způsoben rezonancí a kontaktem pláště a krytu sací komory. Vzhledem k těmto zjištěním bylo navrženo pokrýt vnitřní plochu krytu sací komory vrstvou pryžové fólie (dle zásad v kapitole 16.2 publikace [13]). Dále bylo navrženo vyplnit válcový prostor sací komory zvukopohltivým materiálem. Pro porovnání stávajícího řešení s navrženým opatřením byl proveden výpočet hladiny akustického tlaku vyzařované krytem vstupního tlumiče. Porovnání navržených opatření se stávajícím řešením je v tab. 14. Grafické znázornění je na obr. 100.

Tab. 14: Hladina akustického tlaku ve třetinooktávových pásmech – vstupní tlumič

Střední frekvence [Hz]	Hladina akustického tlaku vyzařovaná krytem tlumiče [dB]		
	Stávající řešení	Kamenná vata	Pokles
125	62,02	55,29	6,73
160	60,83	56,29	4,54
200	59,88	58,51	1,37
250	60,03	57,51	2,52
315	62,44	54,43	8,01
400	62,01	55,71	6,30
500	71,67	60,33	11,34
630	75,93	67,50	8,43
800	78,71	68,25	10,46
1000	78,91	76,86	2,05
1250	81,41	77,59	3,82
1600	81,36	79,18	2,18
2000	81,77	76,67	5,10
2500	82,23	79,17	3,06



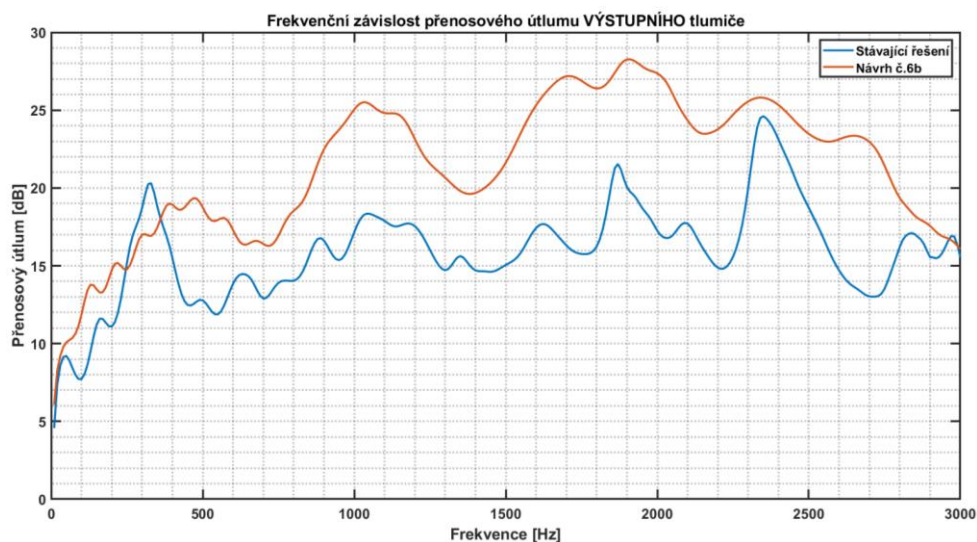
Obr. 100: Hladina akustického tlaku—kryt vstupního tlumiče

Z vypočtené frekvenční charakteristiky hladiny akustického tlaku vyzařované sací komorou vstupního tlumiče vyplývá, že v případě realizace navržených opatření, by mělo dojít k průměrnému poklesu vyzařované hladiny akustického tlaku o 5,4 dB (pro frekvenční interval $f = (0-3000)$ Hz) oproti stávajícímu stavu.

U výstupního tlumiče, na základě naměřených vibrací a výpočtu přenosového útlumu stávajícího tlumiče, bylo uvedeno celkem 6 návrhů na úpravu geometrie výstupního tlumiče. Pro tyto návrhy byly vypočítány frekvenční závislosti přenosových útlumů. Dílčími cíli bylo:

- posunout původní lokální maximum přenosového útlumu směrem k vyšším frekvencím
- zvýšit přenosový útlum ve frekvencích $f = (100-300)$ Hz
- zvýšit přenosový útlum ve vysokých frekvencích

Těchto cílů bylo dosaženo úpravou rozměrů slepého konce tlumiče a změnou průměru vnitřní děrované trubky. Nejvhodnějším návrhem byl určen návrh č. 6b. Porovnání návrhu č. 6b se stávajícím řešením je na obr. 101.



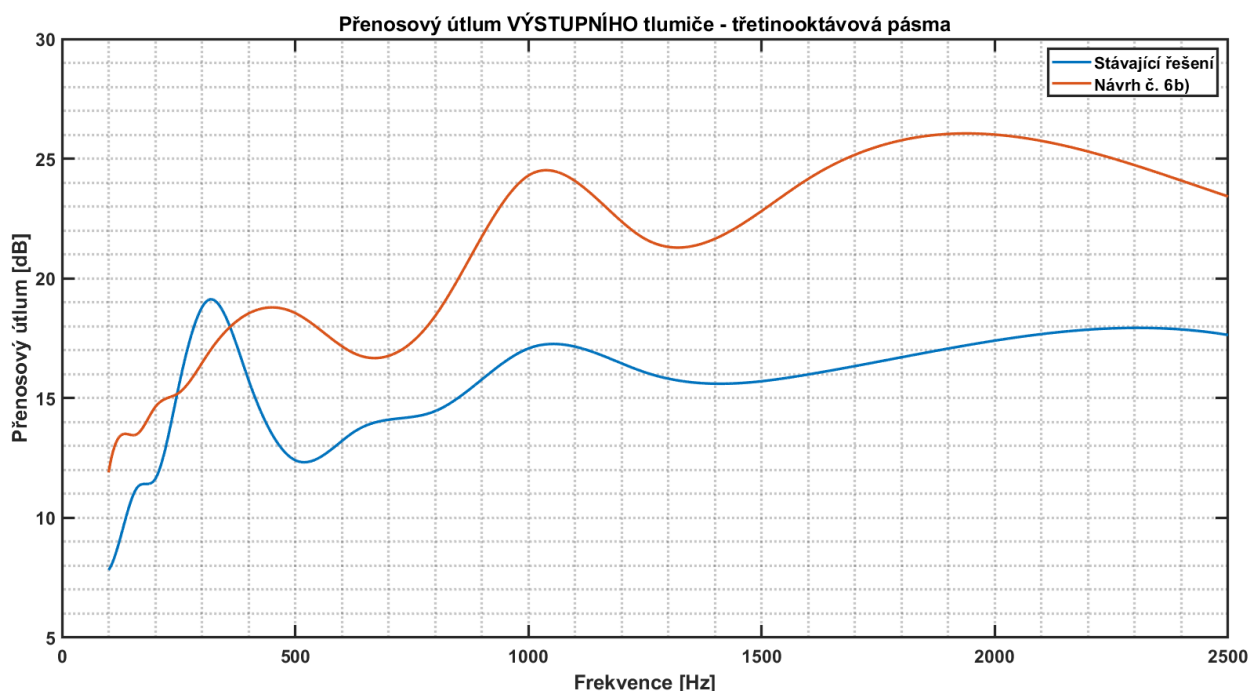
Obr. 101: Přenosový útlum – porovnání stávajícího řešení a návrhu č. 6b

Z výpočtu frekvenční závislosti přenosového útlumu výstupního tlumiče vyplývá, že v případě realizace navrženého opatření, by mělo dojít k průměrnému zvýšení přenosového útlumu o 5,5 dB (pro frekvenční interval $f = (0-3000)$ Hz) oproti stávajícímu stavu.

V tab. 15 je porovnání návrhu č. 6b se stávajícím řešením ve třetinooktávových pásmech. Z obr. 102 je patrné, že tlumič dle návrhu č. 6b bude lépe tlumit hluk při změně otáček dmyhadla, a to jak v nízkých frekvencích (odpovídajících aerodynamickým pulzům), tak ve vysokých frekvencích (např. zubová frekvence synchronizačního ozubeného kola).

Tab. 15: Přenosový útlum výstupního tlumiče v třetino-oktávových pásmech

Střední frekvence [Hz]	Přenosový útlum výstupního tlumiče [dB]		
	Stávající řešení	Návrh č. 6b	Nárůst
100	7,83	11,90	4,07
125	9,16	13,43	4,27
160	11,24	13,49	2,25
200	11,62	14,63	3,01
250	15,46	15,21	-0,25
315	19,11	16,91	-2,2
400	15,76	18,54	2,78
500	12,41	18,55	6,14
630	13,64	16,84	3,20
800	14,46	18,43	3,97
1000	17,07	24,29	7,22
1250	16,08	21,65	5,57
1600	15,99	24,16	8,17
2000	17,40	26,01	8,61
2500	17,64	23,42	5,78



Obr. 102: Přenosový útlum (3/8 pásma) – porovnání stávajícího řešení a návrhu č. 6b

Použité zdroje a literatura

- [1] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2., V Akademickém nakl. CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005. ISBN 80-214-3060-5.
- [2] Vlnová délka. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2018- [cit. 2021-03-08]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Vlnov%C3%A1_d%C3%A9lka
- [3] Active noise control. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2021, [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Active_noise_control
- [4] EKOFINN-POL, Products, The Roots blowers ROBUSCHI [online]. [cit. 2020-08-11]. Dostupné z: [http://www.ekofinn-pol.com.pl/ang/products/roots.php?valid=\[ss3\]](http://www.ekofinn-pol.com.pl/ang/products/roots.php?valid=[ss3])
- [5] Roots-type supercharger. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2021 [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Roots-type_supercharger
- [6] VAN LEUVEN, Gert, Stefan HENNEBERGER a Conrad LATHAM. *Can a twin screw blower beat the roots blower?* [online]. [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.allaboutfeed.net/animal-feed/feed-processing/can-a-twin-screw-blower-beat-the-roots-blower/>
- [7] Oficiální stránky společnosti MIVALT s. r. o. [online]. [cit. 2021-25-02]. Dostupné z: <https://www.mivalt.cz/>
- [8] *Greatch Manufacturer: GR Type Model GR 250* [online]. [cit. 2021-03-12]. Dostupné z: https://www.greatch-rootsblower.com/product_show.php?bno=10&pno=141
- [9] HOUFEK, Lubomír. *Technická diagnostika: Vibrodiagnostika*
- [10] NOVOTNÝ, Pavel. *Vibration and Noise of Vehicle Component Interaction*.
- [11] TRYHORN, D.W. *Blower Noise and Solution: An Introduction to the A.W. Convel Blower* (1976). International Compressor Engineering Conference. [online]. [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1226&context=icec>
- [12] LIANG, Paul. *Blower's pulsation dampener using reactive silencers* [online]. [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/332947435_Blower's_pulsation_dampener_using_reactive_silencers
- [13] NĚMEC, Jaroslav, Jiří RANSDORF a Milan ŠNĚDRLE. *Hluk a jeho snižování v technické praxi*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1970. Řada strojírenské literatury.
- [14] OHTANI, Iwao a Tetsuo IWAMOTO. Reduction of Noise in Roots Blower. *Bulletin of the JSME* [online]. 1981, (24), 552 [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: https://www.jstage.jst.go.jp/article/jsme1958/24/189/24_189_547/_pdf/-char/en

[15] POTENTE, Daniel. *General Design Principles for an Automotive Muffler* [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/General-Design-Principles-for-an-Automotive-Muffler-Potente-Daniel./72b763683b5e60bee35650f788804727370135d5#citing-papers>

[16] ANSYS. *Johnson-Champoux-Allard Model of a Perforated Material*. Pennsylvania, 2012.

[17] PETRONE, Giuseppe, Giacomo MELILLO, Aurelio LAUDIERO a Sergio DE ROSA. A Statistical Energy Analysis (SEA) model of a fuselage section for the prediction of the internal Sound Pressure Level (SPL) at cruise flight conditions. *Aerospace Science and Technology* [online]. 2019, 88, 340-349 [cit. 2021-03-17]. ISSN 12709638. Dostupné z: doi:10.1016/j.ast.2019.03.032

[18] *Katalog produktů ProRox: Oficiální stránky společnosti Rockwool* [online]. In: . 2012, s. 24 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: http://przewodnik-produktow.rockwool-rti.pl/media/673904/rti_product_catal_export_final_version_24_oct2012.pdf

[19] HENRIQUE MAREZE, Paulo, Arcanjo LENZI a Claudio PELLEGRINI. *Rigid-Frame Porous Material Acoustic Attenuation on Compressor Discharge* [online]. 2012, s. 5 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=3094&context=icec>

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
c	ms^{-1}	rychlost zvuku
C_a	$\text{m}^4\text{s}^2\text{kg}^{-1}$	akustická poddajnost komory (reflexní tlumič)
D	dB	přenosový útlum
D_1, D_2	m	průměry řemenic
D_m	dBm^{-1}	měrný útlum
d_p	m	roztečný průměr
$D_{\text{potrubí}}$	m	průměr potrubí
d_r	m	průměr valivého elementu
f	Hz, s^{-1}	frekvence
f_{BPFI}	Hz, s^{-1}	frekvence odpovídající závadě vnitřního kroužku ložiska
f_{BPFO}	Hz, s^{-1}	frekvence odpovídající závadě vnějšího kroužku ložiska
f_{BSF}	Hz, s^{-1}	frekvence odpovídající závadě valivého elementu
f_{FTF}	Hz, s^{-1}	frekvence odpovídající závadě klece
f_L	Hz, s^{-1}	frekvence střídavého proudu v elektrické síti
f_m	Hz, s^{-1}	mezní frekvence
f_{ot}	Hz, s^{-1}	otáčková frekvence
f_p	Hz, s^{-1}	frekvence postranního pásma
f_r	Hz, s^{-1}	rezonanční frekvence
f_{R1}	Hz, s^{-1}	frekvence otáčení hnací řemenice
f_{R2}	Hz, s^{-1}	frekvence otáčení hnané řemenice
f_{RBPF}	Hz, s^{-1}	frekvence uvolněné rotorové tyče
f_{RP}	Hz, s^{-1}	řemenová frekvence
f_z	Hz, s^{-1}	zubová frekvence
g	ms^{-2}	gravitační zrychlení
h	m	tloušťka vrstvy zvukopohltivého materiálu
L	m	délka řemenu řemenového převodu
l	m	délka komory (reflexní tlumič)
L_A	dBA	hladina akustického tlaku vážená filtrem A
l_{char}	m	charakteristický rozměr
l_e	m	efektivní délka
l_{max}	m	maximální délka prvku
L_p	dB	hladina akustického tlaku
l_x	m	délka tlumiče
l_y	m	světlá šířka tlumiče
$m_1; m_2$	—	módy přenosových útlumů (reflexní tlumič)
M_a	kgm^{-4}	akustická hmotnost (reflexní tlumič)
O	m^3	objem komory
o	m	vnitřní obvod tlumiče
P	—	počet pólů statoru elektromotoru
p	Pa	tlak
$p_{a,A}$	Pa	amplituda akustického tlaku
p_{a0}	Pa	referenční hodnota akustického tlaku
$p_{a,ef}$	Pa	efektivní hodnota akustického tlaku
P_a	W	akustický výkon
p_a	Pa	akustický tlak

p_b	Pa	barometrický tlak
Δp	Pa	tlaková ztráta
Q	$m^3 s^{-1}$	průtok
R	—	počet tyčí rotoru elektromotoru
r	m	poloměr
R_1, R_2	—	Reynoldsova čísla
S	m^2	plocha
s	m	délka mezery
S_1	m^2	průřez potrubí (reflexní tlumič)
S_2	m^2	průřez komory (reflexní tlumič)
T	s	perioda
t	s	čas
t_d	m	tloušťka desky
v	ms^{-1}	rychlost proudění
v_a	ms^{-1}	akustická rychlost
Z	$Pa \cdot sm^{-1}$	akustická impedance
z	—	počet valivých elementů ložiska
z_1, z_2	—	počty zubů ozubených kol
α	—	činitel pohltivosti materiálu
β	°, rad	úhel dotyku (ložisko)
γ	Nm^{-3}	měrná tíha proudícího plynu
ε	—	procento děrování
λ	m	vlnová délka
ξ	—	součinitel ztrát v potrubí
ρ_0	kgm^{-3}	hustota plynu
φ	rad	fázový posun
ω	$rads^{-1}$	úhlová rychlost

Seznam obrázků

Obr. 1: Vlnění v pružném prostředí [1]	13
Obr. 2: Průběh akustického tlaku	14
Obr. 3: Frekvenční závislost útlumu váhových filtrů [1]	15
Obr. 4: Vznik a šíření vibrací a hluku [1].....	16
Obr. 5: Řez Rootsovým dmyhadlem [4].....	18
Obr. 6: Průřez rotory Rootsova dmyhadla a) plné lopatky; b) duté lopatky [5]	18
Obr. 7: Dmyhadlo typu MP – GR 250 [8]	20
Obr. 8: Ilustrace statické nevyváženosti [9]	20
Obr. 9: Ilustrace dynamické nevyváženosti [9].....	20
Obr. 10: Ilustrace obecné nevyváženosti [9]	21
Obr. 11: Charakter průběhu dopravovaného objemu [11].....	23
Obr. 12: Exploze a imploze vzduchových kapes [11].....	23
Obr. 13: Vliv mezery na změnu tlaku při průchodu lopatky [11]	24
Obr. 14: Trubka (a) a komora (b) jako základní prvky tlumičů hluku [13].....	26
Obr. 15: Schéma komorového tlumiče a jeho přenosový útlum [13].....	26
Obr. 16: Schémata rezonátorových tlumičů hluku a jejich přenosový útlum [13].....	27
Obr. 17: Jednokomorový tlumič [13]	28
Obr. 18: Schématický náčrt tříkomorového tlumiče [13].....	28
Obr. 19: Frekvenční závislost přenosového útlumu tříkomorového tlumiče [13].....	29
Obr. 20: Schéma tlumiče typu akustického filtru a jeho přenosový útlum [13].....	29
Obr. 21: Tlumiče hluku používané pro výfuk pístových motorů [13].....	30
Obr. 22: Základní typy uspořádání tlumičů hluku se zvukopohltivým materiálem [13].....	31
Obr. 23: Přenosový útlum pro různé tloušťky zvukopohltivého materiálu [13]	31
Obr. 24: Přibližné stanovení útlumu absorpčního tlumiče s přímými kulisami [13].....	32
Obr. 25: Konstrukční schémata absorpčních tlumičů hluku a jejich útlumy [13]	32
Obr. 26: Přenosový útlum zvuku v kolenu potrubí – bez absorpční vrstvy [13].....	33
Obr. 27: Přenosový útlum zvuku v kolenu potrubí – s absorpční vrstvou [13].....	33
Obr. 28: Schéma Helmholtzova rezonátoru	34
Obr. 29: Frekvenční závislost činitele zvukové pohltivosti [13].....	34
Obr. 30: Závislost hladiny akustického tlaku vážené filtrem A na provozním tlaku	35
Obr. 31: Frekvenční spektrum pro tlak $p_0 = 20 \text{ mbar}$	36
Obr. 32: Frekvenční spektrum pro tlak $p_1 = 100 \text{ mbar}$	36
Obr. 33: Frekvenční spektrum pro tlak $p_2 = 200 \text{ mbar}$	37
Obr. 34: Frekvenční spektrum pro tlak $p_3 = 300 \text{ mbar}$	37
Obr. 35: Frekvenční spektrum pro tlak $p_4 = 400 \text{ mbar}$	38
Obr. 36: Frekvenční spektrum pro tlak $p_5 = 500 \text{ mbar}$	38
Obr. 37: Frekvenční spektrum pro tlak $p_6 = 660 \text{ mbar}$	39
Obr. 38: Místa měření vibrací na vstupním tlumiči.....	40
Obr. 39: Místa měření vibrací na dmyhadle	40
Obr. 40: Místa měření vibrací na výstupním tlumiči.....	40
Obr. 41: Výkonové spektrální hustoty rychlosti vibrací pro $p = 300 \text{ mbar}$	41
Obr. 42: Výkonové spektrální hustoty rychlosti vibrací pro $p = 400 \text{ mbar}$	41
Obr. 43: Výkonové spektrální hustoty rychlosti vibrací pro $p = 500 \text{ mbar}$	41
Obr. 44: Konstrukce vstupního tlumiče.....	44
Obr. 45: Model geometrie vstupního tlumiče.....	45
Obr. 46: Konečnoprvková síť vstupního tlumiče	45

Obr. 47: Přenosový útlum mezi vstupem do dmyhadla a vstupem do sací komory	46
Obr. 48: Průběh závislosti přenosového útlumu na frekvenci hluku – vstupní tlumič.....	46
Obr. 49: Konstrukce výstupního tlumiče.....	47
Obr. 50: Model geometrie výstupního tlumiče.....	47
Obr. 51: Konečnoprvková síť výstupního tlumiče	48
Obr. 52: Průběh závislosti přenosového útlumu na frekvenci hluku – výstupní tlumič.....	48
Obr. 53: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 268$ Hz	49
Obr. 54: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 338$ Hz	49
Obr. 55: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 360$ Hz	49
Obr. 56: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 362$ Hz	50
Obr. 57: Model geometrie výstupního tlumiče – modální analýza	50
Obr. 58: Konečnoprvková síť výstupního tlumiče – modální analýza.....	50
Obr. 59: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 158$ Hz	51
Obr. 60: Vlastní tvar odpovídající vlastní frekvenci $f = 330$ Hz	51
Obr. 61: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 410$ Hz.....	51
Obr. 62: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 446$ Hz.....	52
Obr. 63: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 707$ Hz.....	52
Obr. 64: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 721$ Hz.....	52
Obr. 65: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 752$ Hz.....	53
Obr. 66: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 760$ Hz.....	53
Obr. 67: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 846$ Hz.....	53
Obr. 68: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 885$ Hz.....	54
Obr. 69: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1001$ Hz.....	54
Obr. 70: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1057$ Hz.....	54
Obr. 71: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1110$ Hz.....	55
Obr. 72: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1216$ Hz.....	55
Obr. 73: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1470$ Hz.....	55
Obr. 74: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1499$ Hz.....	56
Obr. 75: Vlastní tvar odpovídající frekvenci $f = 1611$ Hz.....	56
Obr. 76: Kryt řemenic – žlutě.....	57
Obr. 77: Vliv použití antivibračního náteru na vyzařovaný hluk [12]	57
Obr. 78: Přenosový útlum pro různé tloušťky pryžové vložky v ocelové konstrukci [13] ..	59
Obr. 79: Sací komora vstupního tlumiče	59
Obr. 80: Model geometrie sací komory vstupního tlumiče	60
Obr. 81: Vyšetřované plochy – hladina akustického tlaku	60
Obr. 82: Frekvenční závislost hladiny akustického tlaku – plášť sací komory	61
Obr. 83: Frekvenční závislost hladiny akustického tlaku – kryt sací komory.....	61
Obr. 84: Hladina akustického tlaku vyzařovaná krytem vstupního tlumiče.....	62
Obr. 85: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 1	64
Obr. 86: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 1.....	64
Obr. 87: Přenosový útlum mezi vstupem do tlumiče a zadní částí tlumiče – návrh č. 1.....	65
Obr. 88: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 2	65
Obr. 89: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 2.....	66
Obr. 90: Přenosový útlum mezi vstupem do tlumiče a zadní částí tlumiče – návrh č. 2.....	66
Obr. 91: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 3.....	67
Obr. 92: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 3.....	67
Obr. 93: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 4	68
Obr. 94: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 4.....	68
Obr. 95: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 5	69

Obr. 96: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 5.....	69
Obr. 97: Geometrie výstupního tlumiče pro návrh č. 6.....	70
Obr. 98: Porovnání přenosového útlumu stávajícího tlumiče a návrhu č. 6.....	70
Obr. 99: Porovnání přenosových útlumů pro navržené rozměrové úpravy.....	71
Obr. 100: Hladina akustického tlaku—kryt vstupního tlumiče.....	74
Obr. 101: Přenosový útlum – porovnání stávajícího řešení a návrhu č. 6b.....	74
Obr. 102: Přenosový útlum (3/8 pásma) – porovnání stávajícího řešení a návrhu č. 6b.....	75

Seznam tabulek

Tab. 1: Význam označení veličin – valivá ložiska	22
Tab. 2: Parametry ložiska 6315Z	23
Tab. 3: Výpočet poruchových frekvencí Rootsova dmyhadla MP – GR 250.....	24
Tab. 4: Rozměry děrování pro různé případy na Obr. 29	34
Tab. 5: Výčet míst pro měření vibrací	40
Tab. 6: Dominantní frekvence hluku – 300mbar	42
Tab. 7: Dominantní frekvence hluku – 400mbar	42
Tab. 8: Dominantní frekvence hluku – 500mbar	42
Tab. 9: Vlastnosti ekvivalentního porézního materiálu – minerální vata	45
Tab. 10: Vlastnosti ekvivalentního porézního materiálu – kamenná vata	47
Tab. 11: Násobky otáčkové frekvence a jim příslušné frekvenční intervaly	58
Tab. 12: Hladina akustického tlaku ve třetinooktávových pásmech – vstupní tlumič....	62
Tab. 13: Návrhy pro úpravu rozměrů výstupního tlumiče.....	63
Tab. 14: Hladina akustického tlaku ve třetinooktávových pásmech – vstupní tlumič....	73
Tab. 15: Přenosový útlum výstupního tlumiče v třetino-oktávových pásmech.....	75

Seznam příloh

- Příloha 1 Detailní výsledky měření vibrací
 - 1.1 Měření vibrací pro provozní tlak 300 mbar
 - 1.2 Měření vibrací pro provozní tlak 400 mbar
 - 1.3 Měření vibrací pro provozní tlak 500 mbar
- Příloha 2 Modální analýza sací komory vstupního tlumiče (změna tloušťky krytu)